

Пальчевський Б.О., Крестьянполь О.А., Бондарчук Д.В.

РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПАКУВАЛЬНИХ МАШИН



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Б.О.Пальчевський, О.А.Крестьянполь, Д.В.Бондарчук

РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПАКУВАЛЬНИХ МАШИН

Навчальний посібник

За редакцією проф. Б.О. Пальчевського

Видання друге, виправлене і доповнене

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

*(лист Міністерства освіти і науки України №1/11-9311
від 17.06.2014)*

Редакційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
Луцьк 2014

УДК 621.798

ББК 34.687я7

П14

Пальчевський Б.О., Крестьянполь О.А., Бондарчук Д.В.

Розрахунок функціональних пристроїв пакувальних машин:

Навчальний посібник /За ред. проф. Б.О.Пальчевського. –2-е вид., випр. і доп.–Луцьк:РВВ Луцького НТУ, 2014.–264 с.

У посібнику висвітлено особливості розрахунків універсальних функціональних пристроїв пакувальних машин. Особливу увагу приділено розрахункам пристроїв дозування, фасування, закупорення пакованої продукції. Навчальний посібник може бути використаний при вивченні навчальних дисциплін, що стосуються пакувального обладнання, обладнання для виготовлення пакувань, основ проектування пакувальних машин, а також при виконанні курсових та дипломних проектів. Призначений для магістрів та студентів машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів, що навчаються за фахом «Машини і технології пакувань».

Може бути корисним інженерно-технічним працівникам, що займаються проектуванням пакувальних машин.

Бібл. 22 назв.

Рецензенти:

І. І. Регей, д-р техн. наук, професор, Українська академія друкарства, м.Львів,

О.М.Гавва, д-р техн. Наук, професор, Національний університет харчових технологій, м. Київ,

В. Д. Рудь, д-р техн. наук, професор, Луцький національний технічний університет, м. Луцьк,

Публікується за рішенням Вченої ради Луцького
національного технічного університету

© Пальчевський Б.О.

© Крестьянполь О.А.

© Бондарчук Д.В.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. ТЕХНОЛОГІЧНА МАШИНА ТА ЇЇ СТРУКТУРА	10
1.1. Поняття технологічної машини	10
1.2. Типові і спеціальні функціональні пристрої технологічних машин.....	12

ЧАСТИНА I. РОЗРАХУНОК УНІВЕРСАЛЬНИХ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПАКУВАЛЬНИХ МАШИН

2. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ.....	14
3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МАШИНИ ДИСКРЕТНОЇ ДІЇ.....	23
3.1. Загальний підхід до розрахунку.....	23
3.2. Розрахунок приводу технологічної машини з мальтійським механізмом.....	24
3.2.1. Мальтійські механізми та їх кінематика	24
3.2.2. Методика проектування приводу багатопозиційної машини карусельного типу з мальтійським механізмом.....	29
3.2.3. Приклад розрахунку приводу технологічної машини з мальтійським механізмом	33
3.3. Розрахунок потужності приводу технологічних машин з кулачково-роликовим поворотним механізмом.....	39
3.3.1. Кулачково-роликовий механізм і його кінематика	39
3.3.2. Методика розрахунку приводу каруселі з кулачково-роликовим механізмом.....	42
3.3.3. Приклад розрахунку приводу машини дискретної дії для фасування йогуртів	45

3.3.4. Визначення геометричних розмірів уліти кулачково-роликового механізму	52
3.3.4. Експериментальне визначення моменту інерції ротора фасувальної машини.....	54
3.4. Розрахунок приводу технологічної машини із храповим механізмом періодичного повороту.....	56
3.4.1. Храповий механізм.....	56
3.4.2. Методика розрахунку храпового механізму ...	59
3.4.3. Приклад розрахунку храпового механізму	62
4. РОЗРАХУНОК ПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН	65
4.1. Технічні можливості пневмосистем	65
4.2. Прямий розрахунок пневмоциліндра	69
4.3. Розрахунок пневматичного підйомного столика ...	73
5. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ПОДАЧІ СТРІЧКОВОГО ПАКУВАЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ ...	78
5.1. Визначення необхідного осьового зусилля для фіксації рулону пакувального матеріалу на рулонотримачі	78
5.2. Приклад необхідного осьового зусилля для фіксації рулону пакувального матеріалу на рулонотримачі	80
5.3. Визначення тягових зусиль при дії робочих органів системи руху на стрічку	82
5.4. Розрахунок запобіжної пружинно-кулькової муфти	89
5.5. Розрахунок роликової обгінної муфти	92
5.6. Приклад розрахунку роликової обгінної муфти	95
6. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ОРІЄНТУВАННЯ І ПОДАЧІ ШТУЧНИХ ВИРОБІВ	97
6.1. Розрахунок основних параметрів пристроїв орієнтування виробів у прямолінійних каналах.....	97

6.1.1. Визначення шляху і тривалості орієнтування виробів у прямолінійних каналах	98
6.1.2. Визначення геометричних розмірів прямолінійних орієнтуючих каналів	102
6.2. Розрахунок вакуумних захватів	103

ЧАСТИНА II. РОЗРАХУНОК СПЕЦІАЛЬНИХ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПАКУВАЛЬНИХ МАШИН

7. РОЗРАХУНОК ВУЗЛІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ФАСУВАННЯ РІДКИХ І ПАСТОПОДІБНИХ ПРОДУКТІВ	113
7.1. Розрахунок коефіцієнта витрат фасувального пристрою	114
7.2. Розрахунок часу наповнення тари рідиною	120
7.3. Приклад розрахунку фасувального пристрою для рідин	126
7.4. Розрахунок поплавкового регулятора рівня продукту у витратному резервуарі	130
7.5. Розрахунок поршневого дозатора для пастоподібних продуктів	135
7.6. Приклад розрахунку поршневого дозатора	140
7.7. Розрахунок закупорювальних пристроїв	145
7.7.1. Розрахунок ударно-штокових закупорювальних пристроїв	146
7.7.2. Розрахунок закручувальних закупорювальних пристроїв	153
8. РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ФАСУВАННЯ СИПКИХ ПРОДУКТІВ	179
8.1. Розрахунок пристроїв об'ємного дозування сипких продуктів	179
8.2. Приклад визначення тривалості дозування сипкої речовини об'ємним дозатором	182

8.3. Розрахунок пристроїв вагового дозування	186
8.4. Розрахунок пристроїв стабілізації потоку сипкої речовини	195
8.5. Розрахунок бункерних пристроїв	199
8.5.1. Визначення тиску сипких речовин на стінки бункерів.....	199
8.5.2. Визначення тиску сипких речовин на дно бункера.....	205
8.6. Розрахунок граничних розмірів випускних отворів	207
8.7. Приклад розрахунку граничного розміру випускного отвору бункера.....	209
8.8. Визначення зусилля відкривання шибера дозатора	210
8.9. Приклад визначення зусилля відкривання шибера дозатора	213
9. РОЗРАХУНОК ЖИВИЛЬНИКІВ СИПКИХ РЕЧОВИН	215
9.1. Розрахунок стрічкового живильника	215
9.2. Розрахунок шнекового живильника	217
9.3. Розрахунок живильника тарілчаного типу	222
9.4. Розрахунок роторного живильника	226
10. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОМАТІВ ЗАГОРТАННЯ ШТУЧНИХ ВИРОБІВ.....	229
10.1. Визначення технологічних зусиль в функціональних пристроях загортувальних автоматів першого класу	230
10.2. Визначення технологічних зусиль в функціональних пристроях автоматів другого класу	232
11. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ МИТТЯ ТАРИ	238
11.1. Визначення продуктивності пляшкоминого автомата	241

11.2. Кінематичний розрахунок автомата для миття тари	244
11.3. Визначення витрати пари та розрахунок нагрівальних елементів.....	246
11.4. Визначення витрати води в шприцах пляшкомийної машини	251
11.5. Визначення витрати енергії на привод пляшкомийної машини	252
11.6. Приклад розрахунку витрати рідини шприцювальним механізмом для забезпечення ефективності миття пляшок пляшкомийного автомата.....	253
12. РОЗРАХУНОК ЕТИКЕТУВАЛЬНИХ АВТОМАТІВ.....	257
12.1. Основи розрахунку зусилля втримування етикетки вакуумним етикетопереносчиком етикетувального автомата.....	257
12.2. Приклад розрахунку зусилля втримування етикетки вакуумним етикетопереносчиком етикетувального автомата.....	260
ЛІТЕРАТУРА	262

ВСТУП

Аналіз сучасних технологічних машин в різних галузях виробництва (машинобудівного, приладобудівного, переробного, пакувального тощо) показує, що, незважаючи на різноманітність продукції та технологій її виготовлення, їх розвиток має ряд спільних тенденцій.

Перша тенденція – підвищення концентрації технологічних операцій при створенні обладнання. Концентрація операцій в одній технологічній машині підвищує її продуктивність, викликаючи при цьому зростання її розмірів і складності. В одній технологічній машині об'єднуються різнотипні за технологічним методом переходи, наприклад, механічної обробки, лиття, штампування, фасування, герметизації, складання тощо. Технологічні машини пакувального виробництва, наприклад, реалізують в одній багатоперехідній операції виготовлення тари, переробку продукту, його дозування, пакування та герметизацію в тарі. Результатом впливу цієї тенденції розвитку є зниження надійності технологічних машин та зростання вимог до якості їх проектування. А це, в свою чергу, висуває проблему моделювання роботи проєктованих машин, підвищення точності розрахунків.

Другою тенденцією є зниження тиражності, часом навіть унікальності машин, через постійне зростання їх продуктивності. Дійсно, часто виникає ситуація, коли одна-дві машини можуть забезпечити потреби цілої галузі (сучасна обгортувальна машина для кондитерських виробів може нарізати з карамельної маси до 1800 цукерок на хвилину, їх завернути та упакувати). Результатом впливу цієї тенденції розвитку є недостатність експлуатаційно-виробничої інформації про технологічні

машини. Як наслідок цієї тенденції, є все більш широке застосування різних методів моделювання роботи машин і їх вузлів.

Третя тенденція – зростання ступеня модульності побудови технологічних машин завдяки все більш повному промислового виготовленню функціональних вузлів та окремих машин для встроювання в них. Такі вузли можуть вдосконалюватися поза машинами, а їх робота легко узгоджується з іншими вузлами.

1. ТЕХНОЛОГІЧНА МАШИНА ТА ЇЇ СТРУКТУРА

1.1. Поняття технологічної машини

На сучасному етапі розвитку основних видів виробництва основною формою є машинне виробництво. Для такого виробництва основні операції технологічних процесів виконуються за допомогою машинного обладнання із різним ступенем участі людини в їх роботі. Машинне обладнання (машина) згідно з ДСТУ EN 292-1 – 2001 – це сукупність з'єднаних між собою частин чи компонентів, з яких принаймні один є рухомих, відповідних органів керування, ланцюгів керування й енергетичних кіл, з'єднаних для виконання визначених функцій, таких як оброблення, перероблення, пересування чи пакування матеріалів.

При реалізації технологічної операції в технологічній машині взаємодіють вхідні потоки енергії, матеріалів та інформації (рис.1.1).

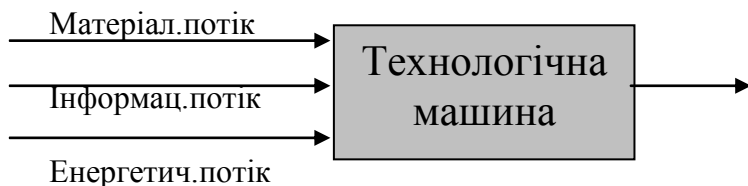


Рис. 1.1. Взаємодія потоків в технологічній машині

В результаті цієї взаємодії відбуваються:

- надання вхідним матеріалам (штучні заготовки, напівфабрикати, несформована маса в рідкому, в'язкому чи сипучому вигляді) відповідних характеристик предмета виробництва шляхом використання енергії неживої природи для реалізації технологічних перетворень;
- транспортне переміщення матеріального потоку

предметів виробництва через робочу зону технологічної машини, що забезпечує безперервність процесу виготовлення чи пакування предметів виробництва;

- трансформація інформації про характеристики предмета виробництва в керуючі команди, що є не що інше як послідовна матеріалізація цієї інформації в предметі виробництва.

Технологічна машина складається з двигуна, передавального і виконавчих механізмів. На рис. 1.2 наведена структура машини для формування полімерних стаканчиків.

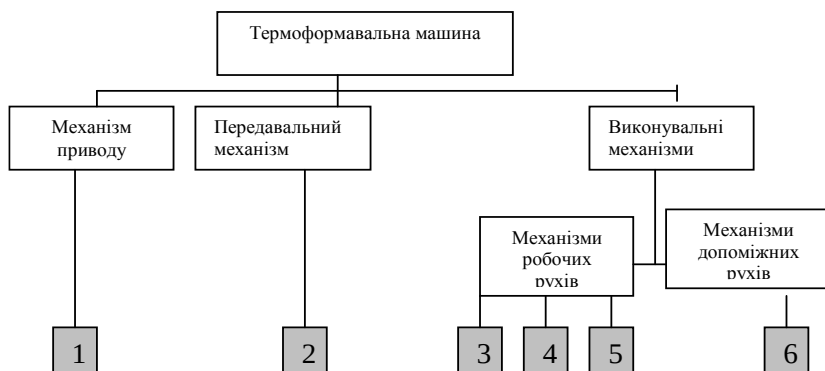


Рис.1.2. Структура машини для формування полімерних стаканчиків: 1 – пневмоциліндри; 2 – панель пневмоапаратури; 3 – вузол нагріву стрічки; 4 – вузол формування стаканчика; 5 – вузол відрізання стаканчика; 6 – вузол подачі стрічки

Привід – здійснює перетворення різних видів енергії в механічну (електричний привід, пневматичний привід, гідравлічний привід тощо).

Передавальні функціональні пристрої (механізми) – здійснюють розподіл і передавання механічної енергії до виконавчих і допоміжних механізмів.

Вони описуються в вигляді кінематичних, пневматичних, гідравлічних, електро-механічних схем тощо.

Виконавчі функціональні пристрої включають механізми робочих і допоміжних рухів. **Робочі функціональні пристрої** здійснюють зміну властивостей виробу, наприклад його геометрію, розміри, структуру, якість поверхонь, фізико-механічні властивості тощо. Вони визначають службове призначення технологічної машини, наприклад фасувальна машина має робочі механізми для фасування речовини, етикетувальна машина має робочі механізми для нанесення етикеток тощо. Кількість таких механізмів змінюється залежно від складності машини. **Допоміжні виконавчі функціональні пристрої** не змінюють властивості виробу, але є необхідними для функціонування робочих механізмів, наприклад механізми завантаження-розвантаження виробу, підрахунку продукції, переміщення виробу між робочими позиціями тощо.

1.2. Типові і спеціальні функціональні пристрої технологічних машин

Технологічна машина являє собою функціонально зв'язану сукупність технічних засобів, що виконують функціонально закінчені технологічні, допоміжні, контрольні переходи, або функціонально закінчену частину кожного з них.

Під поняттям **функціональний пристрій (модуль)** розумітимемо конструктивно закінчену сукупність вузлів і деталей, що об'єднані загальним функціональним призначенням, які відповідають вимогам спряження з технологічною машиною, включно до габаритних і встановлювальних розмірів. Очевидно, що функціональний модуль для реалізації певної частини технологічної операції являє собою окремий механізм, конструкторська реалізація якого може бути різною.

Аналіз подібних за своїм принципом роботи машин показує, що склад функціональних модулів таких машин є практично однотипним. Доцільно створити сукупність різних типів машин однакового призначення на основі базової моделі, яка є основою для ряду машин певного типу.

Серед функціональних модулів технологічних машин можна виділити ряд спеціальних (цільових), які визначають тип машини, і типових, які присутні в будь-якій машині. Компоновку сучасної технологічної машини функціонально-модульної будови можна також розглядати як сукупність пов'язаних спеціальних і універсальних механізмів (функціональних модулів).

До спеціальних виконавчих механізмів пакувальних машин, наприклад, відносяться цільові механізми, які визначають тип пакувальної машини – дозатори, вузли зварювання плівок, етикетувальні і маркувальні вузли, механізми для штабелювання чи групування споживчих упаковок чи виробів, вузли герметизації тари зварюванням, закупорюванням тощо.

До типових (універсальних) механізмів відносяться:

- приводи технологічних машин;
- поворотно-фіксувальні механізми карусельного і лінійного типу;
- механізми завантажування продуктів (рідких, сипких, в'язких, поштучних) та тари (з різним ступенем готовності – починаючи від готової тари і закінчуючи пакувальним матеріалом);
- системи автоматичного контролю, блокування тощо.

Як бачимо, до універсальних модулів відносяться вузли і механізми, які широко застосовуються в технологічному обладнанні і мають подібну конструкцію, однакове функціональне призначення і принцип роботи.

ЧАСТИНА I

РОЗРАХУНОК УНІВЕРСАЛЬНИХ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПАКУВАЛЬНИХ МАШИН

2. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Найбільш поширеними технологічними машинами, що використовуються в різних видах дискретного виробництва, є роторні. В роторних машинах технологічний цикл виконується при безперервному обертанні робочого і транспортного роторів. Привід таких машин працює в режимі рівномірного навантаження, динамічні складові навантаження – незначні. Роторні машини набули поширення в пакувальному виробництві, наприклад, при фасуванні рідких і в'язких продуктів. Розглянемо як приклад роторну машину для фасування рідких напоїв моделі Д 9-ВР2М- 6.

Вона має три ротори: один робочий ротор та два допоміжних (завантажувальний Д1 і розвантажувальний Д2). Робочий ротор має P позицій, на кожній з яких розташований дозувальний пристрій (рис. 2.1).

Завантажувальний ротор Д1 подає пляшку із транспортера Tr у дозувальний пристрій автомата. При транспортному переміщенні пляшки разом із дозувальним пристроєм в зоні кута α виконується переміщення клапана дозатора в послідовності, що задана профілем копіра.

Машина складається із таких основних вузлів. Резервуар 7, в якому рівень рідини, що протікає по трубопроводу, підтримується поплавком. Нижче розташована карусель 5 із 18 об'ємними дозаторами.

Кожен із дозаторів включає мірку, клапан і підйомний столик, на який встановлюється пляшка для заповнення. Пластинчастий транспортер подає пусті пляшки, а відвідний транспортер відводить заповнені. Над підвідним транспортером встановлена зірочка – відсікач одиничної пляшки від потоку. На багатьох машинах замість зірочки-відсікача встановлюють шнек-відсікач.

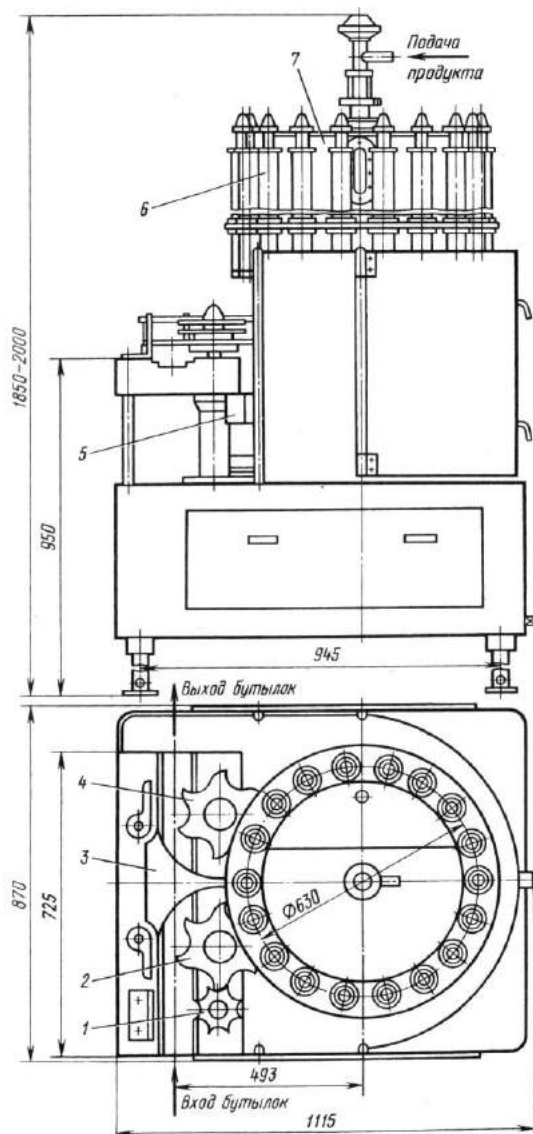


Рис. 2.1. Роторный автомат для фасования напитков модели D9-BP2M-6: 1 – дилильная зірочка; 2 – допоміжний ротор для завантаження пляшок Д1; 3 – стіл; 4 – розванта-жувальний допоміжний ротор Д2; 5 – робочий ротор; 6 – фасувальний пристрій; 7 – витратний резервуар

Допоміжний ротор 2 подає пляшку на підйомний столик робочого ротора, а допоміжний ротор 4 знімає заповнену пляшку.

Фасувальна машина має продуктивність

$$Q = 6000 \frac{\text{пл}}{\text{год}} = 100 \frac{\text{пл}}{\text{хв}} = 1,66 \frac{\text{пл}}{\text{с}}, \text{ кількість фасувальних}$$

позицій – $p = 18$ позицій.

Машина працює наступним чином. Транспортер подає пляшку до зірочки-відсікача, яка подає їх по одній до завантажувального ротора Д1. Він направляє пляшку на підйомний столик дозатора. При обертанні робочого ротора столик, виходячи із-під копіра, піднімається пружиною вгору.

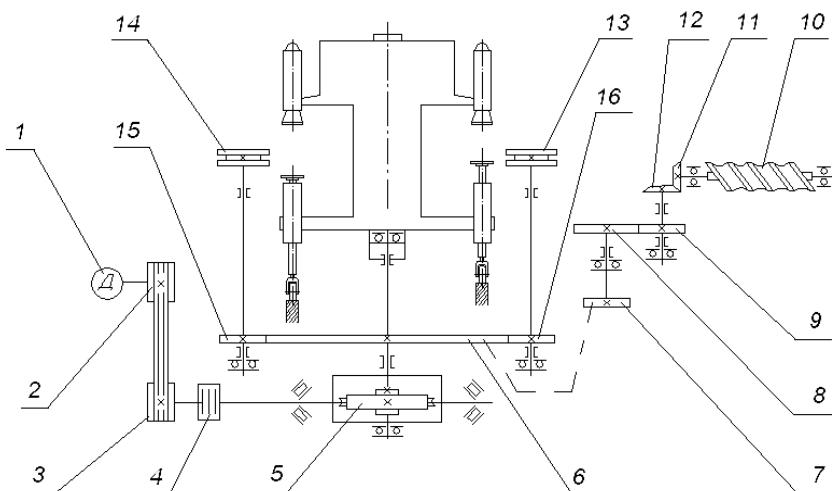


Рис. 2.2. Принципова кінематична схема роторної фасувальної машини: 1 – електродвигун; 2, 3 – шківи; 4 – муфта; 5 – редуктор; 6–9, 15, 16 – шестерні; 10 – шнековий ділильний пристрій; 11, 12 – зубчаті колеса; 13, 14 – завантажувальні і розвантажувальні зірочки відповідно

Горловина пляшки натискає на сідло клапана дозатора, який відкриває доступ рідини для заповнення пляшки. Закінчуючи один оберт ротора, підйомний столик разом із наповненою пляшкою по копіру опускається в вихідне положення, клапан закривається.

Розвантажувальний ротор Д2 знімає пляшку і подає її на відвідний транспортер. Ці механізми отримують енергію від спільного приводу. Тому потужність, що виробляється двигуном машини, розподіляється між основними механізмами машини – механізмом обертання каруселі, механізмом завантаження пляшок, механізмом розвантаження пляшок і механізмом відділення пляшок (рис. 2.3) [20-21].

Потужність, що витрачається на обертання каруселі. До каруселі кріпиться витратний резервуар з фасувальними пристроями, а також монтуються підйомні столики. Потужність N_1 , що витрачається на обертання каруселі (без врахування опору роликів підйомних столиків):

$$N_1 = M_{\kappa} \cdot \omega_{\kappa},$$

де M_{κ} – момент опору обертання каруселі;

ω_{κ} – кутова швидкість обертання каруселі.

Момент опору обертання каруселі залежить від конструкції підшипникового вузла опори, який може бути підшипником кочення або підшипником ковзання.

Визначаємо потужність, що витрачається на обертання каруселі.

У підшипниковому вузлі каруселі використано упорний підшипник ковзання.

1. Визначимо кутову швидкість обертання каруселі ω_{κ} :

$$\omega_{\kappa} = \frac{2\pi \cdot n}{60} = 2\pi \cdot \frac{Q}{60 \cdot q} = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{100 \text{ нл} / \text{хв}}{60 \cdot 18} = 0,6 \text{ с}^{-1}.$$

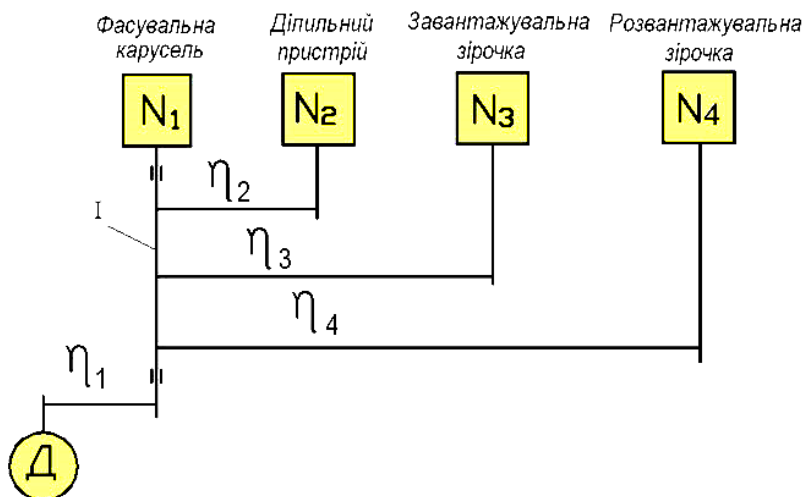


Рис. 2.3. Структурна схема енергетичних витрат фасувальної машини: Д – двигун; I – вал фасувальної каруселі; N1, N2, N3, N4 – потужність, що витрачається на обертання каруселі, привід діільного пристрою, завантажувальної і розвантажувальної зірочки відповідно; η2, η3, η4 – ККД механічних передач від діільного пристрою, завантажувальної зірочки, розвантажувальної зірочки до вала фасувальної каруселі відповідно; η1 – ККД механічної передачі від вала фасувальної каруселі до електродвигуна

2. Визначимо момент опору обертанню каруселі без врахування опору роликів підйомних столиків. Для цього попередньо визначимо об'єм і масу каруселі. Маса каруселі з витратним резервуаром, фасувальними пристроями та іншими механізмами складає $m_k = 2700 \text{ кг}$. При його заповненні рідиною – 3150 кг.

Для опорного підшипника ковзання момент опору визначиться як

$$M_k = f_k \cdot G_k \cdot \frac{D_c}{2},$$

де f_k – коефіцієнт тертя ковзання між матеріалами в

підшипнику ковзання (для пари тертя сталь–чавун $f=0,23\dots0,3$);

D_c – середній діаметр опорного підшипника, $D_c = 80 \text{ см} = 0,8 \text{ м}$, визначається конструктивно (рис.2.4).

Тоді момент опору обертанню каруселі складе:

$$M_{\kappa} = f_{\kappa} \cdot G_{\kappa} \cdot \frac{D_c}{2} = 0,3 \cdot 31500 \text{ Н} \cdot \frac{0,8 \text{ м}}{2} = 378 \text{ Нм}.$$

Потужність N_1 , яка витрачається на обертання каруселі без врахування опору підйомних столиків, рівна:

$$N_1 = M_{\kappa} \cdot \omega_{\kappa} = \frac{378 \cdot 0,6}{1000} \approx 0,227 \text{ кВт}.$$

Частина енергії витрачається на подолання сил тертя в механічних передачах, підшипниках тощо. Тому потужність двигуна повинна бути дещо більшою від потужності, яка необхідна для подолання технологічних зусиль. Потужність, яка необхідна для приводу конкретного робочого органа машини, приводиться до вала двигуна за допомогою врахування коефіцієнтів корисної дії (ККД) елементів кінематичного ланцюга від робочого органа до двигуна.

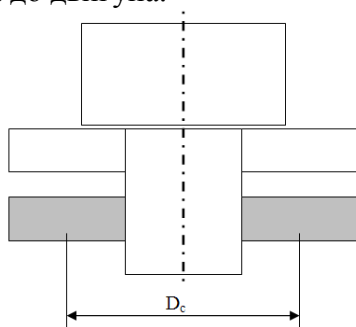


Рис. 2.4. Підшипник ковзання

Загальний коефіцієнт корисної дії приводу визначається як добуток ККД всіх елементів, що послідовно

передають обертання від електродвигуна на приводний вал з урахуванням втрат на тертя в підшипниках, а саме: пасова передача – муфта – черв'ячна передача – 2 підшипники приводного вала:

Втрати потужності при передачі через муфту: $\eta_m = (0,95...0,98)$ - для муфт безпосередньо з'єднуючі вали (пружних, що компенсують і комбінованих) $\eta_m = 1$ - для запобіжних муфт, убудованих в редуктор, шківів ремінної або зірочки ланцюгової передачі.

Коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в підшипниках приводного вала транспортера $\eta_{пр.в.} = (0,99...0,995)$.

Приведена до вала каруселі потужність N_{3-I} , необхідна для приводу

$$N_{3-I} = \frac{N_3}{\eta_{3-I}} = \frac{0,227}{0,6} \approx 0,378 \text{ кВт},$$

де $\eta_{3-I} = 0,95 \cdot 0,96^2 \cdot 0,99^4 \approx 0,6$ – загальний ККД кінематичного ланцюга від двигуна до вала каруселі.

Таблиця 2.1

Типові значення ККД для кінематичних ланок машин

Тип передачі	ККД закритих передач	ККД відкритих передач
Зубчаста циліндрична	0,96...0,98	0,92...0,95
Зубчаста конічна	0,95...0,97	0,91...0,93
Черв'ячна передача	0,7...0,9	0,6...0,7
Ланцюгова передача	0,95...0,97	0,9...0,93
Пасова передача	–	0,93...0,98
Підшипники кочення	0,99-0,995	0,99-0,995

Розрахунок потужності, необхідної для приводу ділильного пристрою, завантажувальної і

розвантажувальної зірочок, відповідно складе:

$$N_2 = 0,003 \text{ кВт};$$

$$N_3 = 0,003 \text{ кВт};$$

$$N_4 = 0,01 \text{ кВт}.$$

Необхідна для приводу фасувальної машини потужність двигуна:

$$N = N_1 + \frac{N_{3-I}}{\eta_{3-1}} + \frac{N_{4-I}}{\eta_{4-1}} + \frac{N_{5-I}}{\eta_{5-1}} = \frac{0,227 + \frac{0,003}{0,95} + \frac{0,003}{0,95} + \frac{0,01}{0,95^3}}{0,6} \approx 0,400 \text{ кВт},$$

де $\eta_1 = 0,6$ – загальний ККД кінематичного ланцюга від двигуна до вала каруселі.

Перевірка двигуна на пусковий момент $M_{\text{д-пус}}$
здійснюється наступним чином

1. Визначаємо пусковий момент на валу:

$$M_{\text{д-пуск}} = K_{\text{ПМ}} \cdot \frac{N_{\text{д-ном}}}{w_{\text{д-ном}}} = 2 \cdot \frac{550 \text{ вт}}{145,489 \text{ с}^{-1}} = 7,56 \text{ Нм}.$$

2. Величина $w_{\text{д-ном}}$ визначається як:

$$w_{\text{д-ном}} = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1390}{60} = 145,48 \text{ с}^{-1}.$$

3. Величина моменту опору при зрушуванні з місця визначається як:

$$M_{\text{оп}} = \frac{M_{\text{с}}^{\text{max}}}{U_0} \cdot \frac{f_0}{f} = \frac{378 \text{ Нм}}{226} \cdot 2 = 3,345 \text{ Нм}.$$

4. Співставимо величини пускового моменту і моменту зрушення ротора з місця:

$$M_{\text{д-пуск}} = 7,56 \text{ Нм} > M_{\text{оп}} = 3,345 \text{ Нм}.$$

Оскільки пусковий момент перевищує момент опору зрушенню з місця, то потужність двигуна є достатньою для роботи роторного автомату. Якщо $M_{\text{д-пус}} < M_{\text{оп}}$, то вибирають двигун більшої номінальної потужності.

3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МАШИНИ ДИСКРЕТНОЇ ДІЇ

3.1. Загальний підхід до розрахунку

Технологічні машини дискретної дії із круговою компоновкою позицій навколо каруселі мають у своєму складі механізми періодичного повороту каруселі. Найбільш поширеними механізмами періодичного повороту є наступні:

- храпові механізми;
- мальтійські механізми;
- кулачково-роликові механізми.

Машини карусельного типу дискретної дії широко застосовуються при багатопозиційній обробці чи пакуванні. Це машини із періодичним поворотом каруселі. Найбільше споживання енергії виникає при періодичному повороті каруселі. Тому опір повороту каруселі і визначає умови розрахунку приводу.

Оскільки кутові швидкість і прискорення при повороті каруселі змінюються, то потужність визначають за їх максимальними значеннями.

Потужність, необхідна для повороту каруселі,

$$N_k = M_{\max} \cdot \omega_{\max},$$

де $M_{\max}$ - максимальний сумарний момент опору руху каруселі;

$\omega_{\max}$ – максимальна кутова швидкість.

Максимальний сумарний момент опору руху:

$$M_{\max} = M_{st} + M_{дин},$$

де M_{st} – статичний момент сили тертя в опорі каруселі, що визначається упорним підшипником;

$M_{дин}$ – максимальний динамічний момент опору.

зовнішнім зачепленням показана на рис. 3.2, де прийнято наступні позначення:

2α – кут повороту кривошипа, при якому відбувається поворот хреста;

2β – кут повороту хреста;

Z – кількість пазів хреста;

R – довжина (радіус) кривошипа;

R_x – дільний радіус хреста;

A – відстань між центрами осей кривошипа і хреста (міжосьова відстань).

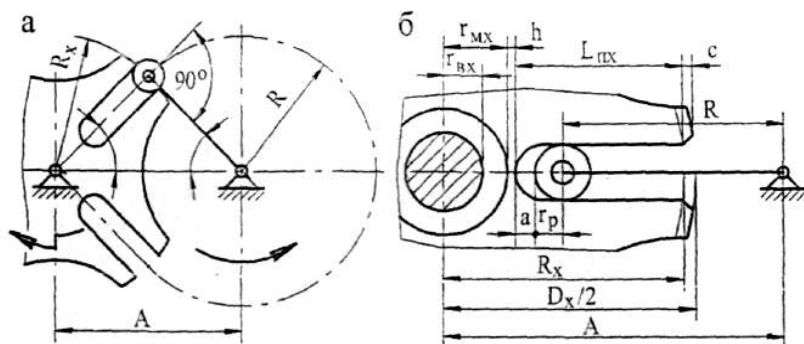


Рис. 3.2. Розрахункова схема мальтійського механізму

До кінематичних параметрів мальтійського механізму відносяться:

n_k – частота обертання кривошипа;

ω_k – кутова швидкість кривошипа; $\omega_k = 2\pi n_k$.

Для забезпечення плавної роботи механізму кутова швидкість мальтійського хреста 1 повинна дорівнювати нулю при вході ролика кривошипа 2 у паз хреста і його виході з паза. Для цього центр водила розташовують так, щоб у моменти входу і виходу вектор швидкості центра ролика був направлений вздовж паза хреста. Це забезпечується за умови:

$$a + b = 90^\circ.$$

$$\text{Оскільки } 2\beta = \frac{360^\circ}{Z}, \text{ то } \alpha = 90^\circ - \frac{180^\circ}{Z} = 90^\circ \cdot \frac{Z-2}{Z}.$$

Якщо час одного оберту водила, що визначає кінематичний цикл роботи машини, прийняти за T , то час повороту $t_{\text{пов}}$ мальтійського хреста буде пропорційний куту 2α , а час його стоянки $t_{\text{ст}}$ – пропорційний куту $(360^\circ - 2\alpha)$. Тобто

$$\frac{T}{t_{\text{нов.}}} = \frac{360^\circ}{2 \cdot \alpha}; \quad \frac{T}{t_{\text{ст.}}} = \frac{360^\circ}{360^\circ - 2 \cdot \alpha}.$$

Подаючи α через Z , отримаємо

$$\frac{T}{t_{\text{нов.}}} = \frac{2 \cdot Z}{Z-2}; \quad \frac{T}{t_{\text{ст.}}} = \frac{2 \cdot Z}{Z+2}.$$

Звідки

$$T = t_{\text{нов.}} + t_{\text{ст.}} = t_{\text{ст.}} \cdot \frac{2 \cdot Z}{Z+2} = t_{\text{нов.}} \cdot \frac{2 \cdot Z}{Z-2}.$$

Таким чином відношення часу повороту хреста до часу його стоянки:

$$\frac{t_{\text{нов.}}}{t_{\text{ст.}}} = \frac{Z-2}{Z+2}.$$

Звідки

$$t_{\text{нов.}} = t_{\text{ст.}} \cdot \frac{Z-2}{Z+2}; \quad t_{\text{ст.}} = t_{\text{нов.}} \cdot \frac{Z+2}{Z-2}.$$

Основні характеристики мальтійських механізмів із зовнішнім зачепленням, які отримані на основі наведених формул, подані у табл. 3.1.

В техніці зустрічаються два типи приводів з мальтійським механізмом:

- з водилом, що обертається безперервно;
- з водилом, обертання якому надається періодично.

Вибір типу приводу залежить від тривалості T циклу обробки (технологічної дії). При $T < 6$ с застосовують перший тип приводу.

Таблиця 3.1
Характеристики мальтійських механізмів із
зовнішнім зачепленням

Параметр	Значення параметра								
Z	3	4	5	6	8	10	12	15	20
α , град.	30	45	54	60	67,5	72	75	78	81
β , град.	60	45	36	30	22,5	18	15	12	9
$t_{пов}/t_{ст.}$	1/5	1/3	3/7	1/2	3/5	2/3	5/7	13/17	9/11
$T/t_{ст.}$	6/5	4/3	10/7	3/2	8/5	5/3	12/7	30/17	20/11
$T/t_{пов.}$	6/1	4/1	10/5	3/1	8/3	5/2	12/5	30/13	20/9
Z – кількість пазів хреста; 2 α – кут повороту водила; 2 β – кут повороту хреста;				$t_{пов}$ – тривалість повороту хреста; $t_{ст.}$ – тривалість стоянки хреста; T – тривалість одного оберту водила.					

Принципова схема приводу першого типу для періодичного повороту каруселі показана на рис. 3.3.

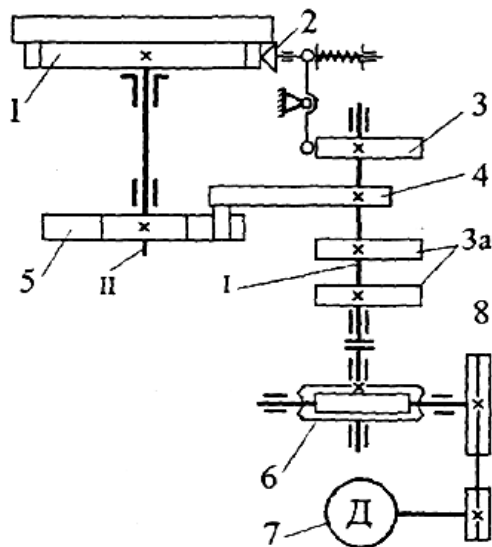


Рис. 3.3. Схема приводу каруселі з мальтійським механізмом, водило якого обертається безперервно

Карусель 1 і мальтійський хрест 5, як правило, встановлюються жорстко на одному залу. Безперервний рух водила 4 здійснюється від електродвигуна 7 через пасову 8 і черв'ячну 6 передачі. Для точного позиціонування каруселі відносно робочих органів, що розміщені на станині, застосовується фіксатор 2. Фіксатор застосовується у випадках, коли фіксаторний диск водила не забезпечує необхідної точності.

При безперервному обертанні вала І кулачок 3 відводить фіксатор 2 з гнізда каруселі, долаючи силу пружини. Далі відбувається поворот каруселі та її фіксація. Фіксатор вводиться у гніздо під дією пружини. На валу І розміщують також кулачки 3а для приводу робочих органів. Робота схеми з чотирипасовим хрестом ілюструється цикловою діаграмою, показаною на рис. 3.4.

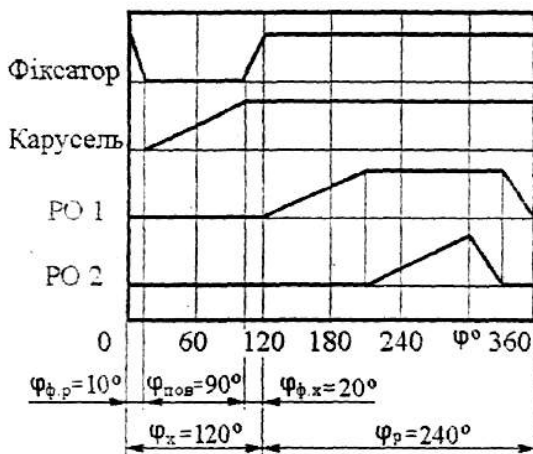


Рис. 3.4. Циклограма приводу каруселі з мальтійським механізмом, водило якого обертається безперервно

Максимальний динамічний момент

$$M_{\text{дин.мах}} = J_{\text{кз}} \cdot \varepsilon_{\text{мах}},$$

де $J_{\text{кз}}$ — загальний момент інерції каруселі з усіма пристроями і виробами, що на ній містяться;

$\varepsilon_{\max}$ – максимальне кутове прискорення каруселі, яке залежить від типу механізму періодичного повороту каруселі.

3.2.2. Методика проектування приводу багатопозиційної машини карусельного типу з мальтійським механізмом

Вхідні дані для розробки мальтійського приводу багатопозиційної машини залежно від виду технологічних операцій наведені у табл. 3.2.

Для технологічного процесу з диференційованими технологічними операціями розрахунок приводу проводимо у такій послідовності:

1. Визначаємо кількість q робочих позицій каруселі

$$q = \frac{t_{po}}{t_p}.$$

2. Визначаємо кількість Z пазів мальтійського хреста.

Як правило, кількість пазів хреста рекомендується приймати рівною кількості позицій q каруселі, тобто $Z = q$. На практиці доцільно приймати $Z = 3 \dots 12$. При $q > 12$ а $Z < 12$ у кінематичний ланцюг між валами каруселі і хреста необхідно вставляти відповідну зубчасту передачу (рис. 3.3).

3. Визначаємо частоту обертання кривошипа

$$n_{кр} = \frac{Z + 2}{Z} \cdot \frac{30}{t_{cm}}, \text{ хв}^{-1}$$

де $t_{ст} = t_p$, c – час стоянки каруселі.

4. Визначаємо продуктивність, яку може забезпечити машина. За один оберт кривошипа видається один оброблений виріб. Тому продуктивність

$$Q_{ц} = 60 \cdot n_{кр}, \text{ шт./год.}$$

Порівнюємо визначену продуктивність $Q_{ц}$ з заданою необхідною $Q_{цн}$. При $Q_{ц} > Q_{цн}$ продовжуємо розрахунок.

При $Q_{ц} < Q_{цн.}$ робимо висновок, що у цьому випадку не може бути забезпечена необхідна продуктивність.

Таблиця 3.2

Вхідні дані для розробки мальтійського приводу багатопозиційної машини залежно від виду технологічних операцій

Види технологічних операцій	
3 недиференційованими технологічними операціями	3 диференційованими технологічними операціями і наявністю однієї із найбільш тривалих недиференційованих операцій
Q – необхідна циклова продуктивність	Q – необхідна циклова продуктивність
$t_{рmax}=t_{ст}$ – час найбільш тривалої операції	$t_p=t_{рmax}=t_{ст}$ – час найбільш тривалої операції із недиференційованих операцій
–	t_p – тривалість технологічної дії
q – кількість позицій каруселі	–
G – вага поворотних частин каруселі; r – приведений радіус каруселі	

5. Орієнтовно задаємося частотою обертання вала двигуна n_d і визначаємо загальне передавальне число механізму приводу

$$u_o = \frac{n_d}{n_{кр}}$$

6. Проводимо розбивку загального передавального числа на передавальні числа передач, які входять до ланцюга приводу:

$$u_o = u_n \cdot u_q,$$

де u_n – передавальне число пасової передачі;

u_q – передавальне число черв'ячної передачі.

7. Визначаємо основні конструктивні розміри мальтійського механізму:

– довжина кривошипа:

$$R = A \sin \beta,$$

де A – міжцентрова відстань, яку вибирають із конструктивних міркувань;

– β – половина кута повороту хреста: $\beta = \frac{360^\circ}{2 \cdot Z} = \frac{180^\circ}{Z}$;

– радіус мальтійського хреста: $R_x = A \cos \beta$;

– діаметр ролика кривошипа: $d_p \approx \frac{R}{3 \dots 4}$;

– довжина паза хреста: $L_{\text{пх}} = R + R_x - A + \frac{d_p}{2} + a$,

де $a = 1 \dots 2$ мм – величина зазору між роликом і впадиною паза хреста;

– зовнішній діаметр хреста:

$$D_x = 2 \left(\sqrt{R_x^2 + \left(\frac{d_p}{2} \right)^2} + c \right),$$

де $c = 1,5 \dots 2,0$ мм – фаска на вході паза.

8. Виконуємо силовий розрахунок мальтійського приводу.

8.1. Визначаємо потужність двигуна приводу:

$$N = \frac{M_{\text{кр}} \cdot \omega}{\eta_{\text{пр}}},$$

де $M_{\text{кр}}$ – момент на валу кривошипа;

ω – кутова швидкість кривошипа;

$\eta_{\text{пр}}$ – ККД механізму приводу.

Оскільки момент на валу кривошипа змінюється при його обертанні, то потужність приводу рекомендується розраховувати за величиною максимального сумарного моменту.

8.2. Визначаємо максимальну силу на ролику кривошипа:

$$P_{\max} = \frac{M_{\text{кк}}}{R} \cdot \frac{\lambda}{1 - \lambda} + \frac{J_x \cdot \omega}{R} \cdot \left(\frac{\varepsilon_x}{\omega^2} \cdot \frac{R}{L} \right)_{\max},$$

де L – миттєве значення відстані від осі обертання хреста до осі ролика кривошипа.

Числові значення виразу $\left(\frac{\varepsilon_x}{\omega^2} \cdot \frac{R}{L} \right)_{\max}$ наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Дані для розрахунку мальтійського механізму

Кількість пазів хреста Z	$\left(\frac{\varepsilon_x}{\omega^2} \cdot i_x \right)_{\max}$	$i_{x\max} = \frac{\omega_{x\max}}{\omega}$	$\left(\frac{\varepsilon_x}{\omega^2} \cdot \frac{R}{L} \right)_{\max}$	Кут повороту кривошипа φ_e , який відповідає $\left(\frac{\varepsilon_x}{\omega^2} \right)_{\max}$
3	159,430	6,465	179,000	3°31'
4	10,015	2,414	11,520	8°30'
5	2,458	1,426	2,8970	12°44'
6	0,990	1,000	1,1960	16°9'
8	0,306	0,620	0,3861	21°15'
10	0,142	0,447	0,1860	24°56'
12	0,080	0,349	0,1092	27°32'

8.3. Перевіряємо деталі механізму на міцність. Перевірка осі ролика на згин проводиться за виразом

$$d_0 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{зг}}}{\pi \cdot [\sigma_{\text{зг}}]}},$$

де $M_{\text{зг}} = P_{\max} l_1$;

l_1 – плече сили $P_{\max}$ (приймають конструктивно).

Перевірку валів кривошипа і хреста на міцність при

крученні проводимо за виразом

$$d_{\kappa} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}},$$

куди підставляємо відповідні крутні моменти на валах кривошипа і хреста.

Перевірку поверхонь паза хреста і ролика кривошипа на контактні напруження проводимо з врахуванням того, що ролик водила з пазом хреста контактує по лінії (контакт площини з циліндром).

Тому напруження у зоні контакту

$$[\sigma_{\kappa}] \geq 0,418 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\max} \cdot E}{d_p \cdot b}},$$

де d_p – діаметр ролика;

b – товщина хреста;

E – модуль пружності матеріалу.

9. Далі проводимо розрахунок механічних передач, що входять до кінематичного ланцюга приводу (пасової, черв'ячної), здійснюють підбір підшипників, опор валів і конструємо привід.

3.2.3. Приклад розрахунку приводу технологічної машини з мальтійським механізмом

Провести розрахунок мальтійського приводу багатопозиційної машини карусельного типу з диференційованими технологічними операціями і однією із найбільш тривалих недиференційованих операцій. Вхідні дані до розрахунку наведені у таблиці 3.4.

Розрахунок проводимо у такій послідовності:

1. Визначаємо кількість робочих позицій:

$$q_p = \frac{t_{po}}{t_p} = \frac{7,2}{1,2} = 6.$$

Приймаємо кількість допоміжних позицій $q_d = 2$ (для завантаження виробу, очищення робочої позиції, знімання виробів).

Таблиця 3.4.

Вхідні дані до розрахунку привожу технологічної машини з мальтійським приводом

№ п/п	Вхідні дані	Числові значення
1	Циклова продуктивність, $Q_{ц}$, шт/год	1800
2	Тривалість операції, t_p , с	1,2
3	Тривалість технологічної дії, t_{po} , с	7,2
4	Вага поворотних частин (каруселі), G , Н	1200
5	Приведений радіус каруселі, r , мм	380

Тому загальна кількість позицій

$$q = q_p + q_d = 6 + 2 = 8.$$

Приймаємо кількість пазів мальтійського хреста такою, що дорівнює загальній кількості позицій каруселі

$$Z = q = 8.$$

Проектуємо кінематичну схему приводу і проводимо її розрахунок (рис. 3.3).

2. Визначаємо необхідну частоту обертання кривошипа:

$$n_{кр} = \frac{Z + 2}{Z} \cdot \frac{30}{t_{cm}} = \frac{8 + 2}{8} \cdot \frac{30}{1,2} = 31,25 \text{ хв}^{-1}$$

де $t_{ст} = t_p = 1,2$ – час стоянки каруселі (тривалість операції).

3. Визначаємо продуктивність, яку може забезпечити машина. Оскільки за один оберт кривошипа видається один оброблений виріб, тому продуктивність

$$Q_{ц} = 60 \cdot n_{кр} = 60 \cdot 31,25 = 1875 \text{ шт./год.}$$

Порівнюємо визначену продуктивність з заданою. Оскільки $Q_{ц} = 1875 > 1800 = Q_{цн}$, то робимо висновок, що необхідна продуктивність забезпечується. При $Q_{ц} < Q_{цн}$ збільшуємо кількість позицій і повторюємо розрахунок.

4. Визначаємо тривалість циклу:

$$T = t_{cm} \frac{2 \cdot Z}{Z + 2} = 1,2 \cdot \frac{2 \cdot 8}{8 + 2} = 1,2 \cdot \frac{16}{10} = 1,92 \text{ с.}$$

Оскільки $T < 6 \text{ с}$, то згідно з рекомендаціями приймаємо привід першого типу, тобто з кривошипом, що обертається безперервно.

5. Приймаємо попередньо частоту обертання вала двигуна $n_d = 1360 \text{ хв}^{-1}$ і визначаємо загальне передавальне число механізму приводу

$$u_0 = \frac{n_d}{n_{кр}} = \frac{1360}{31,25} = 43,52.$$

6. Проводимо розбивку загального передавального числа за ступеннями передач

$$u_o = u_n \cdot u_{\text{ч}},$$

де u_n – передавальне число пасової передачі;

$u_{\text{ч}}$ – передавальне число черв'ячної передачі.

Прийнявши передавальне число черв'ячної передачі $u_{\text{ч}} = 30$, визначаємо передавальне число пасової передачі:

$$u_n = \frac{u_0}{u_{\text{ч}}} = \frac{43,52}{30} = 1,45.$$

7. Визначаємо основні геометричні розміри механізму:

- довжина кривошипа

$$R = A \cdot \sin \alpha = 220 \cdot \sin(180/8) = 84,3 \text{ мм};$$

- радіус мальтійського хреста

$$R_x = A \cdot \cos \alpha = 220 \cdot \cos(180/8) = 203,3 \text{ мм};$$

- діаметр ролика кривошипа $d_p = \frac{R}{3 \dots 4} = \frac{84,3}{4} = 21 \text{ мм.}$

Приймаємо $d_p = 22 \text{ мм}$:

- довжина паза хреста

$$L_{nx} = R + R_x - A + \frac{d_p}{2} + a = 84,3 + 203,3 - 220 + \frac{22}{2} + 1 = 79,6 \text{ мм},$$

приймаємо $L_{nx} = 80 \text{ мм}$;

- зовнішній діаметр хреста

$$D_x = 2 \left(\sqrt{R^2 + \left(\frac{d_p}{2} \right)^2} + c \right) = 2 \left(\sqrt{203,3^2 + 11^2} + 2 \right) = 412 \text{ мм.}$$

- діаметр d_x вала і радіус r_{mx} маточини хреста приймаємо із конструктивних міркувань: $d_x = 50$ мм; $r_{mx} = 35$ мм і перевіряємо виконання умови

$r_{mx} < A - (R + r_p + a + h) = 220 - (84,3 + 11 + 2 + 1) = 121,7$ мм,
де $r_p = 11$ мм - радіус ролика;
 $a = 2$ мм – зазор між роликом і впадиною паза;
 $h = 1$ мм – відстань між впадиною паза і маточиною.

Умова виконується, оскільки $121,7 > 35$; діаметр вала кривошипа приймаємо з конструктивних міркувань $d_k = 24$ мм і перевіряємо виконання умови

$$d_k < 2(A - R_x) = 2(220 - 203,3) = 33,4 \text{ мм.}$$

Умова виконується, оскільки $33,4 > 24$.

Віртуальна модель мальтійського хреста в САПР Pro|ENGINEER наведена на рис. 3.5. Детальна покрокова методика створення моделі мальтійського хреста в САПР наведена в [16].

8. Визначаємо кутові швидкості і прискорення.

8.1. Кутова швидкість ω кривошипа

$$\omega = \frac{Z+2}{Z} \cdot \frac{\pi}{t_p} = \frac{8+2}{8} \cdot \frac{\pi}{1,2} = 3,26 \text{ рад/с.}$$

8.2. Максимальна кутова швидкість хреста

$$\omega_{x \max} = \frac{\lambda}{1-\lambda} \cdot \omega = \frac{0,383}{1-0,383} \cdot 3,26 = 2,02 \text{ рад/с,}$$

де

$$\lambda = \frac{R}{A} = \frac{84,3}{220} = 0,383.$$

8.3. Прискорення хреста на початку і в кінці його повороту

$$\varepsilon_{xmk} = \pm \omega^2 \cdot tg \frac{\pi}{Z} = \pm 3,26^2 \cdot tg 22^\circ 30'.$$

8.4. Максимальне значення прискорення хреста

$$\varepsilon_{хпк} = \pm \omega^2 \cdot \frac{\lambda \cdot (1 - \lambda) \cdot \sin \phi_e}{(1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \phi_e + \lambda^2)^2},$$

де

$$\cos \phi_e = \sqrt{\left(\frac{1 + \lambda^2}{4 \cdot \lambda}\right)^2 + 2} - \frac{1 + \lambda^2}{4 \cdot \lambda} = \sqrt{\left(\frac{1 + 0,383^2}{4 \cdot 0,383}\right)^2 + 2} - \frac{1 + 0,383^2}{4 \cdot 0,383} = 0,851;$$

$$\varepsilon_{хпк} = \frac{0,383 \cdot (1 - 0,383^2) \cdot 0,525 \cdot 3,26^2}{(1 - 2 \cdot 0,383 \cdot 0,851 + 0,383^2)^2} = 0,7 \cdot 10,63 \approx 7,44 \text{ рад/с}^2.$$

Примітка: Максимальне прискорення хреста $\varepsilon_{к \max}$ можна визначити, використовуючи табличні значення величини (табл. 3.2).

Отже, згідно з табл. 3.2 для кількості пазів $Z = 8$ відношення

$$\frac{\varepsilon_{к \max}}{\omega^2} = 0,700.$$

Тоді

$$\varepsilon_{к \max} = 0,7 \cdot \omega^2 = 0,7 \cdot 3,26^2 = 0,7 \cdot 10,62 \approx 7,44 \text{ с}^{-2}.$$

9. Проводимо силовий розрахунок механізму.

9.1. Визначаємо статичний момент як момент тертя в опорі каруселі, виконаної на упорному шарикопідшипнику 8120, $D_0 = 120$ мм, $d_{ш} = 12,7$ мм, $K_1 = 0,005$ см.

$$M_{cm} = K_1 \cdot G \cdot \frac{D_0}{d_{ш}} = 0,005 \cdot 1200 \cdot \frac{12}{1,27} = 57 \text{ Н} \cdot \text{см} = 570 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

9.2. Максимальний статичний момент на валу кривошипа

$$M_{кст \max} = M_{cm} \cdot \frac{i_{к \max}}{\eta} = 570 \cdot \frac{0,620}{0,65} = 543,7 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

де $\eta = 0,65$ – коефіцієнт корисної дії хреста;

$i_{к \max} = 0,620$ – максимальне передавальне відношення мальтійського механізму (взято з табл. 3.2 для $Z = 8$).

9.3. Динамічний момент, приведений до вала кривошипа

$$M_{кдин\max} = J \cdot \omega^2 \cdot \frac{\varepsilon_{к\max}}{\omega^2} \cdot \frac{i_{к\max}}{\eta},$$

де момент інерції каруселі

$$J = \frac{G}{2 \cdot g} \cdot r^2 = \frac{1200}{2 \cdot 9810} \cdot 380^2 = 8800 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot \text{с}^2.$$

Тоді

$$M_{кдин\max} = 8800 \cdot 3,26^2 \cdot \frac{0,620}{0,65} = 62444 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 62,4 \text{ Нм}.$$

9.4. Сумарний максимальний момент на валу кривошипа

$$M_{к\text{ сум } \max} = M_{к\text{ ст } \max} + M_{к\text{ дин } \max} = 0,5437 + 63,444 \approx 62,992 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$



Рис. 3.5. Електронна модель мальтійського хреста

10. Потужність на валу кривошипа:

$$N_{\max} = \frac{M_{к\text{ сум } \max} \cdot \omega}{1000} = \frac{62992 \cdot 3.26}{1000} = 205 \text{ Вт}.$$

Аналогічно можна визначити потужність на валу кривошипа за середнім статичним і середнім сумарним моментами.

11. Потужність двигуна:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{max}}}{\eta} = \frac{205}{0,66} = 325 \text{Вт},$$

де $\eta = \eta_n \cdot \eta_{\text{ч}} = 0,95 \cdot 0,7 = 0,66$ – ККД механізму приводу кривошипа;

$\eta_n = 0,95$ – ККД пасової передачі;

$\eta_{\text{ч}} = 0,7$ – ККД червячної передачі.

3.3. Розрахунок потужності приводу технологічних машин з кулачково-роликовим поворотним механізмом

3.3.1. Кулачково-роликовий механізм і його кінематика [21]

Кулачково-роликовий механізм (КРМ) застосовується у приводах багатопозиційних машин (з кількістю позицій $z_n > 12$) для здійснення крокових рухів транспортерів, повороту каруселей тощо.

Є кілька варіантів конструкцій кулачково-роликового механізму. Найбільш поширеними є конструкції з торцевим розташуванням роликів (осі роликів і вала диска – паралельні), (рис. 3.6, а) і з радіальним розташуванням роликів (осі роликів і вала диска – перпендикулярні) (рис.3.6, б).

Кулачково-роликовий механізм з торцевим розташуванням роликів містить в собі кулачок (уліту) 1, який жорстко закріплений на входному валу 4, і роликовий диск 2, який закріплений на вихідному валу 5. Уліта має фасонний (криволінійний) паз 6 в межах центрального кута α_0 . На диску закріплені ролики 3, які входять у зачеплення з криволінійним пазом уліти.

При повороті кулачка на кут α_0 ролики 3, переміщуючись між твірними криволінійного паза, повертають диск і карусель на кут φ , кут між двома суміжними роликами:

$$\varphi = 360^\circ / z_p ,$$

де z_p – кількість роликів. При розміщенні роликового диска і каруселі на одному валу $z_p = z_n$.

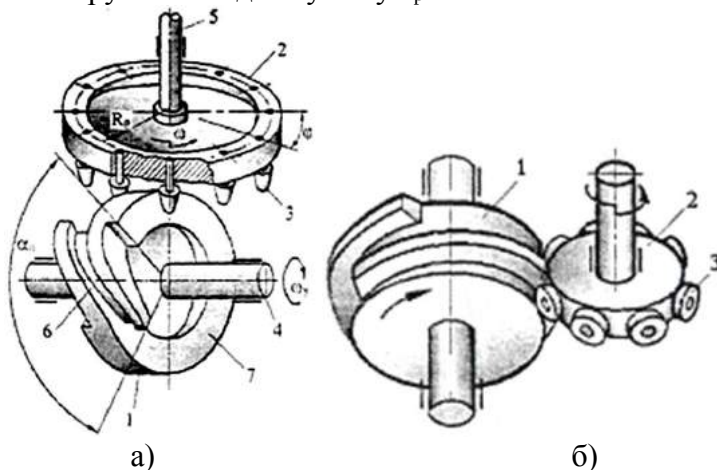


Рис. 3.6. Кулачково-роликовий механізм:

а – з торцевим розташуванням роликів; б – з радіальним розташуванням роликів: 1 – кулачок-уліта; 2 – роликовий диск; 3 – ролики; 4 і 5 – вхідний і вихідний вали; 6 – профільний паз; 7 – гребінь уліти

При обертанні уліти на кут $360^\circ - \alpha_0$ диск з роликами нерухомий і фіксується гребенем 7 уліти. Гребінь при цьому входить в проміжок між двома сусідніми роликами, а останні охоплюють його з обох боків (на рис. 3.6, а механізм зображений у положенні фіксації). Змінюючи ці кути, можна змінювати співвідношення між часом повороту і часом вистою роликового диска. Крім того, застосовуючи для профілювання перевідного паза різні закони руху, можна забезпечити різні найвигідніші

динамічні умови роботи механізму.

Відношення часу t_n повороту до часу t_o стоянки називається коефіцієнтом часу роботи механізму:

$$k_p = \frac{t_n}{t_o} = \frac{\alpha_o}{360 - \alpha_o}.$$

Цей коефіцієнт залежить тільки від кута α_o , змінюючи який можна у широких межах змінювати співвідношення часу повороту і стоянки.

Широке застосування кулачково-роликових механізмів порівняно з іншими відомими кроковими механізмами пояснюється такими перевагами:

- можливістю отримання вигідного співвідношення між часом руху і часом вистою веденої ланки (каруселі);
- можливістю здійснення руху за законом, який забезпечує оптимальні динамічні умови переміщення;
- відсутністю спеціального механізму фіксації, оскільки карусель під час стоянки фіксується гребенем уліти;
- можливістю конструкційного забезпечення жорсткості механізму;
- можливістю зручного компоновання механізму в машині.

Недоліком кулачково-роликових механізмів є складність виготовлення кулачка і в деяких випадках недостатня точність фіксації.

Принципова кінематична схема приводу каруселі багатопозиційної машини з використанням КРМ показана на рис. 3.7. Карусель 8 і роликовий диск 6 жорстко закріплені на валу III, який встановлено у підшипниковий вузол 9. На валу II жорстко закріплені уліта 5 і колесо 4 черв'ячної передачі. Рух від двигуна 1 до вала I здійснюється пасовою передачею (поз. 2 і 3).

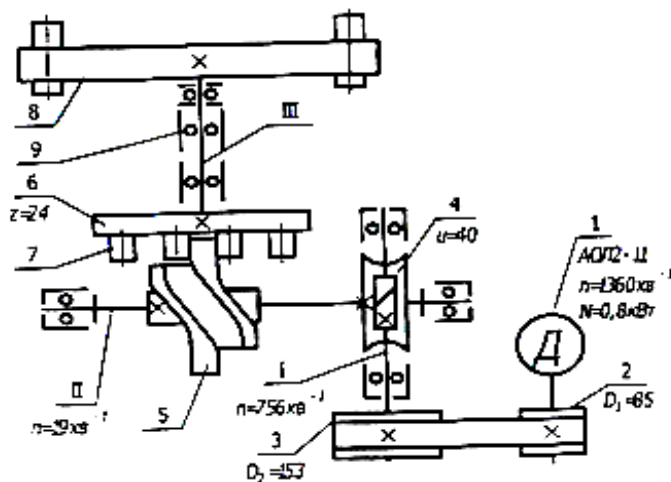


Рис. 3.7. Принципова кінематична схема приводу каруселі багатопозиційної машини з кулачково- роликовим механізмом: 1 – двигун; 2 і 3 – шків пасової передачі; 4 – черв'ячний редуктор; 5 – кулачок-уліта; 6 – роликовий диск; 7 – ролики; 8 – карусель; 9 – підшипниковий вузол

Час t_n повороту диска з роликами (і каруселі, якщо вони жорстко сполучені) визначають із співвідношення:

$$t_n = \frac{\alpha_0}{6 \cdot n_k}.$$

У такий спосіб час t_n повороту каруселі залежить від кута α_0 перевідної частини кулачка і частоти n_k його обертання.

3.3.2. Методика розрахунку приводу каруселі з кулачково-роликовим механізмом

Для розрахунку КРМ повороту каруселі необхідно мати такі дані:

- циклову продуктивність Q_u машини, шт/год;
- кількість z_n позицій каруселі;
- масу і геометричні розміри каруселі поелементно;
- конструкцію і розміри підшипникового вузла каруселі.

Розрахунок кулачково-роликового приводу проводять у такій послідовності:

1. Визначаємо тривалість T робочого циклу машини

$$T = \frac{3600}{Q_{\text{ц}}}.$$

2. Вибираємо тип приводу. Якщо $T < 6$ с, то застосовуємо привід з улітою, що обертається безперервно (1-й тип приводу). При $T > 6$ с застосовуємо привід з улітою, яка вмикається періодично (2-й тип приводу). 1-й тип приводу простіший за конструкцією і надійніший в експлуатації. Тому, там де можливо, доцільно застосовувати приводи з кулачком, що обертається безперервно.

3. Розраховуємо кулачково-роликовий механізм.

Кількість z_p роликів роликового диска для машин, у яких роликовий диск і карусель закріплені на одному валу, приймаємо такою, що дорівнює кількості робочих позицій каруселі, тобто $z_p = z_n$.

4. Діаметр ролика d_p приймаємо, практично, приймаємо рівним 25, 30, 32, 35 мм. Тоді висота ролика $b_p = d_p$.

Довжина лінії контакту ролика з поверхнею паза уліти $b = (0,7 \dots 0,8) b_p$.

5. Визначаємо конструкційні параметри елементів механізму.

Крок роликів:

$$H = 2 \cdot R_p \cdot \sin \frac{180^\circ}{Z_n} \text{ мм}.$$

Середній діаметр уліти

$$D_{cp} = 180^\circ \cdot \frac{H}{\operatorname{tg} \theta_{\max} \cdot \alpha_o} \text{ мм},$$

де $\theta_{\max}$ – максимально допустимий кут тиску, який

приймаємо за умови відсутності заклинювання не більш ніж 45° (переважно в межах $30^\circ \dots 40^\circ$),

α_0 – кут перевідної частини кулака.

Зовнішній діаметр уліти:

$$D_3 = D_{cp} + b,$$

де b – довжина лінії контакту ролика з поверхнею паза уліти.

Товщина блокуючої частини уліти (гребеня):

$$B = H - d_p.$$

Довжина перевідної частини кулачка по зовнішньому діаметру:

$$L = \pi \cdot D_3 \cdot \frac{\alpha_0}{360^\circ} \text{ мм}.$$

Оскільки кутове прискорення каруселі змінюється при повороті каруселі, то динамічний момент $M_{дин}$ є змінною величиною. Обчислення і побудова кривої зміни цього моменту є трудомістким процесом. Тому на практиці обмежуємося визначенням максимального значення динамічного моменту $M_{дин.мах}$, яке матиме місце при максимальному значенні кутового прискорення $\varepsilon_{мах}$.

Таким чином, максимальний динамічний момент визначаємо за формулою:

$$M_{дин.мах} = \varepsilon_{мах} \cdot J_z,$$

де $\varepsilon_{мах}$ – максимальне кутове прискорення;

J_z – момент інерції каруселі.

Визначаємо спочатку максимальне кутове прискорення:

$$\varepsilon_{мах} = \frac{\pi^2 \cdot \phi}{2 \cdot t_{\Pi}} = \frac{\pi^2}{2 \cdot t_{\Pi}} \cdot \frac{2\pi}{Z_{\Pi}}.$$

$$\text{Тут } \phi = \frac{2\pi}{Z_{\Pi}}.$$

Експериментальні дослідження динаміки кулачково-

роликів механізмів показують, що фактичне значення динамічного моменту в 3...9 разів більше від розрахункового. Це пояснюється похибками виготовлення і складання, наявністю зазору між стінками паза кулачка і роликом, що призводить до численних пружних відскоків ролика від стінок паза кулачка. Цю обставину необхідно враховувати при розрахунках. Рекомендується приймати коефіцієнт динамічності: для синусоїдального закону $k_d = 3$, а для косинусоїдного $k_d = 6$.

Значення з максимального кутового прискорення з врахуванням коефіцієнта динамічності k_d :

$$\varepsilon_{d.\max} = k_d \cdot \varepsilon_{\max}.$$

Момент інерції каруселі простої форми умовно розраховуємо як момент інерції диска:

$$J_z = \frac{G}{2 \cdot g} \cdot r^2,$$

де r – радіус каруселі;
 g – прискорення сили тяжіння.

Найбільший сумарний момент опору:

$$M_{c.\max} = M_{ct} + M_{дин.\max}.$$

При розрахунку зусиль не враховувалися витрати на тертя між роликом і пазом кулачка і в опорі ролика. Ці втрати можна врахувати за допомогою ККД кулачково-роликового механізму, що рекомендується приймати 0,6...0,75.

3.3.3. Приклад розрахунку приводу машини дискретної дії для фасування йогуртів

Машина дискретної дії для пакування йогурту має поворотну карусель. Вихідні дані до розрахунку приводу наведені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

Вхідні дані до розрахунку приводу дискретної дії для фасування йогуртів

№ п/п	Вхідні дані	Числові значення
1	Продуктивність машини, $Q_{ц}, \frac{шт}{год}$	600
2	Кількість позицій, n	10
3	тривалість вистою, c	4,5
4	Тип упорного підшипника	8311

1. Тривалість робочого циклу машини:

$$T = \frac{3600}{Q_{ц}} = \frac{3600}{600 \frac{шт}{год}} = 6 \text{ с.}$$

Вона розподіляється між часом повороту і часом вистою:

$$T = t_{пов} + t_{вист} \quad (3.1)$$

2. Частота обертання вала кулачка (уліті):

$$n_{\kappa} = \frac{60}{T} = \frac{60}{6} = 10 \frac{об}{хв}.$$

3. Визначимо кінематичні характеристики механізму.
Загальне передавальне число:

$$U_0 = \frac{n_d}{n_{\kappa}} = \frac{1400}{10} = 140.$$

$$U_0 = U_1 \cdot U_2 = 2 \cdot 70 = 140.$$

Кутова швидкість кулачка:

$$\omega_{\kappa} = \frac{\pi \cdot n_{\kappa}}{30} = \frac{3,14 \cdot 10}{30} \cong 1 \text{ с}^{-1}$$

Час повороту каруселі:

$$T = t_{пов} + t_{вист};$$

$$t_{нов} = T - t_{вист} = 6с - 4,5с = 1,5с.$$

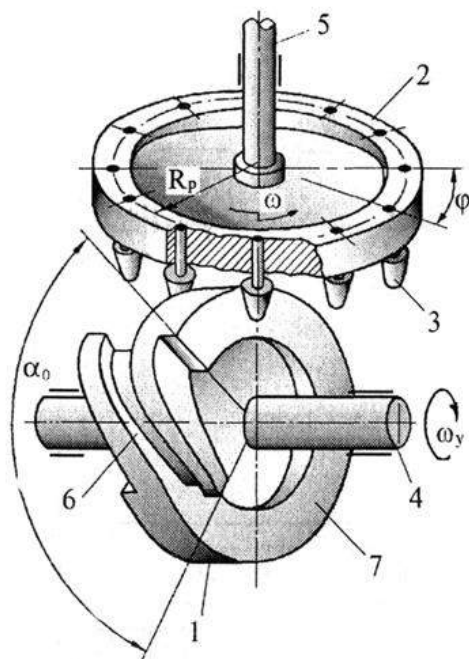


Рис. 3.8. Механізм повороту каруселі

Тоді час повороту зв'яжемо із кутом α_0 :

$$t_{нов} = T \cdot \frac{\alpha_0}{360^\circ}; \quad \alpha^\circ = \frac{t_{нов}}{T} \cdot 360^\circ; \quad \alpha^\circ = \frac{1,5с}{6с} \cdot 360^\circ = 90^\circ.$$

Кут повороту каруселі ϕ :

$$\phi = \frac{360^\circ}{n} = \frac{360}{10_{позицій}} = 36^\circ \cong \frac{\pi}{5}.$$

Швидкість обертання каруселі:

$$\omega_{max} = \frac{\pi \cdot \phi}{2 \cdot t_{нов}} = \frac{\pi \cdot \frac{\pi}{5}}{2 \cdot 1,5с} = 0,6 с^{-1}.$$

Максимальне кутове прискорення повороту каруселі:

$$E_{\max} = \frac{\pi^2 \cdot \phi}{2 \cdot t_{\text{нов}}^2} = \frac{\pi^2 \cdot \frac{\pi}{5}}{2 \cdot 1,5^2} = 2 \text{ c}^{-1}.$$

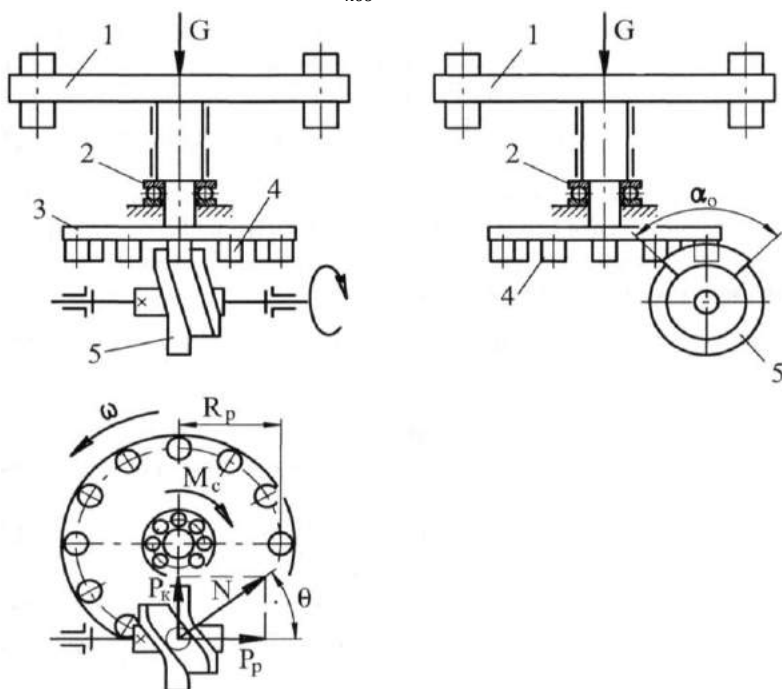


Рис. 3.9. Розрахункова схема механізму повороту каруселі

4. Визначимо масу каруселі.

Складаємо розрахункову схему каруселі і визначимо масу каруселі за масою її елементів.

Об'єм і маса диска каруселі:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot (H_1 - h) = \frac{3,14 \cdot 100^2}{4} \cdot (10 - 5) = 39250 \text{ см}^3,$$

$$m_1 = V_1 \cdot \rho = 39250 \cdot 7,8 \frac{\text{г}}{\text{см}^3} = 275 \text{ кг}.$$

Об'єм і маса кільця і маточини:

$$V_2 = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4} \cdot h = \frac{3,14 \cdot (100^2 - 95^2)}{4} \cdot 5 = 3826 \text{ см}^3,$$

$$m_2 = 27 \text{ кг}.$$

$$V_3 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot (H - H_1 + h) = \frac{3,14 \cdot 13^2}{4} \cdot 15 = 1990 \text{ см}^3,$$

$$m_3 = 14 \text{ кг}.$$

Маса каруселі:

$$m = (V_1 + V_2 + V_3) \cdot \rho = (39250 + 3826 + 1990) \cdot 7 \frac{\text{г}}{\text{см}^3} = 315 \text{ кг}.$$

Вага каруселі складе:

$$G = m \cdot g = 315 \cdot 9,8 \approx 3150 \text{ Н}.$$

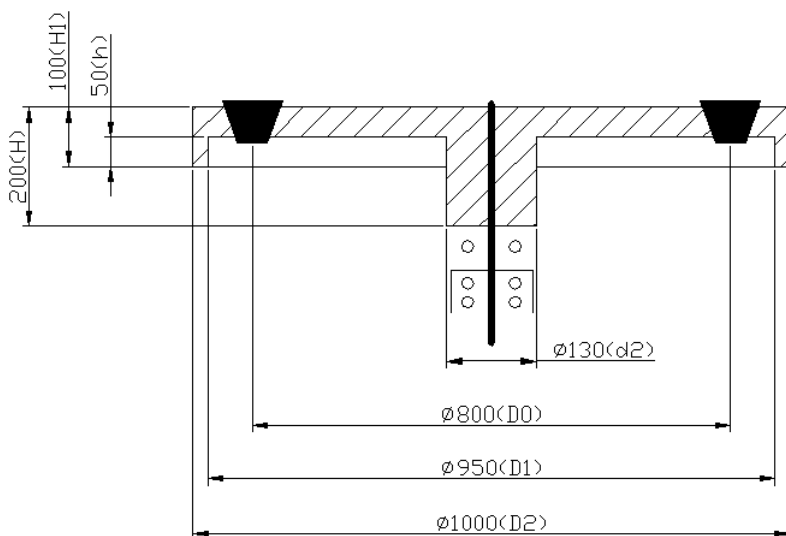


Рис. 3.10. Геометричні розміри каруселі

5. Розрахунок статичного моменту опору обертанню каруселі

За відомим виразом для упорного кулькового підшипника 8311 ($D_0 = 80$, $d = 19,6$):

$$M_{cm} = \pi \cdot f \cdot D_0 \cdot G_k = 3,14 \cdot 0,003 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 3150 \text{ Н} = 24 \text{ Нм}.$$

Діаметр розташування кульок:

$$D_0 = \frac{D_{306} + D_{вн}}{2} = \frac{105 + 55}{2} = 80 \text{ мм}.$$

6. Розрахунок максимального динамічного моменту опору

Максимальний динамічний момент:

$$M_{дин} = J_{кз} \cdot \varepsilon_{\max},$$

де $J_{кз}$ – загальний момент інерції каруселі з усіма пристроями і виробами на ній;

$\varepsilon_{\max}$ – максимальне кутове прискорення, що залежить від механізму періодичного повороту.

Загальний момент інерції каруселі:

$$I = I_1 + I_2 + I_3,$$

де I_1 , I_2 , I_3 – моменти інерції диска, кільця і маточини.

Момент інерції диска:

$$I_1 = 0,5 \cdot m_1 \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right)^2 = 0,5 \cdot 275 \cdot \left(\frac{100}{2}\right)^2 = 343750 \text{ кг} \cdot \text{см}^2 = 34,38 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції кільця:

$$I_2 = 0,5 \cdot m_2 \cdot \left[\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 \right] = 0,5 \cdot 27 \cdot \left[\left(\frac{100}{2}\right)^2 + \left(\frac{95}{2}\right)^2 \right] = 6,42 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції маточини:

$$I_3 = 0,5 \cdot m_3 \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 = 0,5 \cdot 14 \cdot \left(\frac{13}{2}\right)^2 = 0,03 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Загальний момент інерції каруселі:

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + 34,4 + 6,4 + 0,03 = 40,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Максимальний динамічний момент опору каруселі:

$$M_{d\max} = I \cdot \varepsilon_{\max} = 40,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 2 \text{ с}^{-2} = 816 \text{ Нм}.$$

7. Визначення потужності для приводу каруселі

Максимальний сумарний момент опору каруселі:

$$M^{\max} = M_{ct} + M_{дин}^{\max} = 24 \text{ Нм} + 816 \text{ Нм} = 830 \text{ Нм}.$$

Потужність, необхідна для приводу каруселі:

$$N_k = M^{\max} \cdot \omega_{\max} = 830 \text{ Нм} \cdot 0,6^{-1} = 495 \text{ Вт}.$$

8. Визначення потужності двигуна

$$N_{дв} = \frac{N_k}{\eta_0},$$

де η_0 – загальний ККД кінематичного ланцюга.

Величина η_0 визначається як:

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4,$$

де η_1 – ККД пасової, $\eta_1 = 0,96$;

η_2 – ККД черв'ячної, $\eta_2 = 0,75$;

η_3 – ККД підшипника, $\eta_3 = 0,98$;

η_4 – ККД кулачково-роликового механізму, $\eta_4 = 0,7$.

Тоді

$$\eta_0 = 0,96 \cdot 0,75 \cdot 0,98 \cdot 0,7 = 0,5.$$

Потужність двигуна складе:

$$N_{дв} = \frac{N_k}{\eta_0} = \frac{495 \text{ Вт}}{0,5} = 990 \text{ Вт}.$$

З каталогу вибираємо двигун з найближчою потужністю 4А80А4 з такими даними:

$$N_{дв} = 1,1 \text{ кВт}; n = 1420 \text{ хв}^{-1}.$$

9. Перевірка пускового моменту двигуна

Визначаємо пусковий момент вибраного двигуна:

$$M_{дпуск} = K_{пм} \cdot \frac{N_{дном}}{\omega_{дном}} = 2 \cdot \frac{1100 \cdot 30}{3,14 \cdot 1400} \cong 15 \text{ Нм}.$$

Визначаємо момент сил опору при зрушенні з місця:

$$M_{тр} = \frac{M^{\max}}{U_0} \cdot \frac{f_0}{f} = \frac{830}{140} \cdot 2,5 \cong 14,8 \text{ Нм}.$$

Оскільки $M_{дпуск} = 15 \text{ Нм} \approx M_{тр} = 14,8 \text{ Нм}$, то двигун

обрано недостатньо потужний. Вибираємо наступний за потужністю двигун типу 4A80У4, в якого $N_d = 1,5$ кВт.

3.3.4. Визначення геометричних розмірів уліти кулачково-роликового механізму

Розрахувати геометричні розміри уліти кулачково-роликового механізму для повороту автомата. Вхідні дані до розрахунку наведені в табл.3.6.

Таблиця 3.6.

Вхідні дані до розрахунку уліти кулачково-роликового механізму

№ п/п	Вхідні дані	Числові значення
1	Кількість позицій каруселі, що дорівнює кількості z_p роликів на роликовому диску	12
2	Радіус розміщення роликів на роликовому диску, R_p , мм	135
3	Максимально допустимий час повороту каруселі, t_n , с	1,25
4	Зовнішній діаметр кулачка-уліти, D_3 , мм	200

Приймаємо діаметр ролика $d_p = 35$ мм.

Тоді висота ролика $b_p = d_p = 35$ мм.

Довжина лінії контакту ролика з поверхнею паза уліти $b = (0,7...0,8) b_p = 25$ мм.

Крок роликів:

$$H = 2 \cdot R_p \cdot \sin \frac{180^\circ}{Z_n} = 2 \cdot 135 \cdot \sin \frac{180^\circ}{12} = 69,88 \text{ мм.}$$

Середній діаметр уліти (приймаємо попередньо $\alpha_o = 75^\circ$ і $\theta = 45^\circ$):

$$D_{cp} = 180^\circ \cdot \frac{H}{\operatorname{tg} \theta_{\max} \cdot \alpha_o} = 180^\circ \cdot \frac{69,88}{\operatorname{tg} 45^\circ \cdot 75^\circ} = 170 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр уліти:

$$D_3 = D_{cp} + b = 170 + 25 = 195 \text{ мм.}$$

Отримане значення зовнішнього діаметра уліти менше від максимально допустимого ($D_3 < 200$ мм), тому можна застосувати привід з улітою, яка обертається безперервно, що і передбачено завданням.

Товщина блокуючої частини уліти (гребеня):

$$B = H - d_p = 69,88 - 35 = 34,88 \text{ мм.}$$

Довжина перевідної частини кулачка по зовнішньому діаметру:

$$L = \pi \cdot D_3 \cdot \frac{\alpha_o}{360^\circ} = 3.14 \cdot 220 \cdot \frac{75^\circ}{360^\circ} = 143,5 \text{ мм.}$$

Розраховуючи координати профілю паза уліти, приймаємо допустиму висоту нерівностей паза після координатного фрезерування $s = 0,01$ мм.

Крок розрахункових точок (відстань між двома суміжними положеннями фрези):

$$t = \sqrt{4 \cdot c \cdot d_\phi} = \sqrt{4 \cdot 0,01 \cdot 35} = 1,18 \text{ мм.}$$

Кількість розрахункових точок:

$$m = \frac{L}{t} = \frac{143,5}{1,18} = 122.$$

Враховуючи рекомендацію, що

$$m = \frac{\alpha^\circ}{0,5^\circ} = \frac{75^\circ}{0,5^\circ} = 150,$$

приймаємо кількість розрахункових точок $m=150$. При цьому точність виготовлення паза і шорсткість поверхні будуть дещо вищими, ніж при $m=122$.

Координати профілю паза уліти розраховуються за формулою:

$$h = \frac{H}{2} \left(1 - \cos \frac{180^\circ}{\alpha_o} \alpha \right),$$

де α – змінний кут повороту кулачка.

Визначивши потрібні геометричні параметри уліти,

здійснюємо побудову моделі уліти в САПР Pro/ENGINEER (рис. 3.11) за наведеною в [16] методикою.

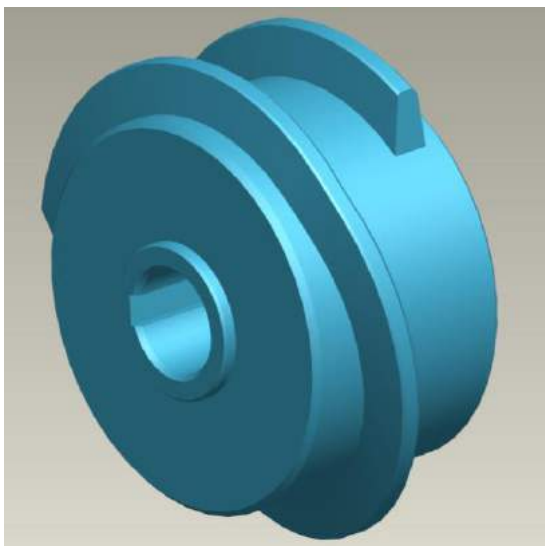


Рис. 3.11. Уліта кулачково-роликового механізму, спроектована в САПР Pro/ENGINEER

3.3.4. Експериментальне визначення моменту інерції ротора фасувальної машини

Момент інерції, що входить до формули визначення динамічного опору обертання каруселі фасувальної машини, можна визначити не лише теоретично, а й експериментальним шляхом. Для цього розглянемо рівняння руху ротора, підвішеного на нитках в трьох точках (рис. 3.12):

$$I\ddot{\phi} + 3T_x l = 0,$$

де I – момент інерції ротора, який необхідно визначити;
 ϕ – кутове переміщення ротора (кут закручування ротора на підвісках);

T_x – проекція сили натягу нитки на горизонтальну площину;

l – відстань від осі крутильних коливань до точки закріплення підвісок, м.

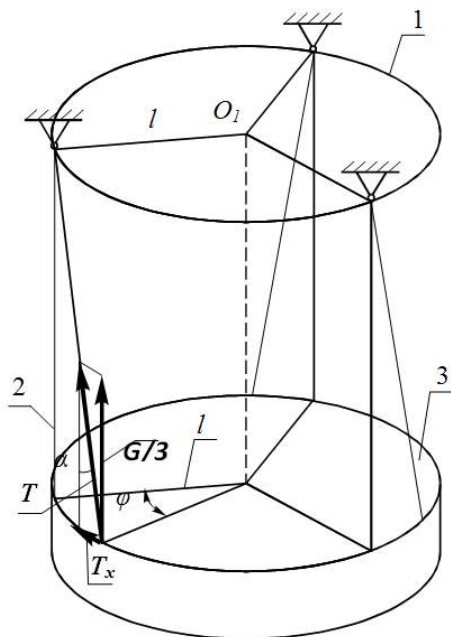


Рис. 3.12. Схема дослідної установки моделі ротора для визначення моменту інерції

Як видно з рис. 3.12:

$$T_x = \frac{G}{3} \operatorname{tg} \alpha,$$

де

$$\alpha = \frac{l}{L} \phi,$$

L – довжина нитки підвіски, м;

G – вага ротора, Н.

За малих значень α ($\alpha = 5 \dots 8^\circ$)

$$I\ddot{\phi} + G \frac{l^2}{L} \phi = 0.$$

Поділивши на I , отримаємо:

$$\ddot{\phi} + \frac{G l^2}{I L} \phi = 0.$$

Величина $\frac{G l^2}{I L} = p^2$ є квадратом частоти власних коливань ротора, підвішеного на нитках. Тоді $\ddot{\phi} + p^2 \phi = 0$. Як відомо, це є диференціальне рівняння вільних коливань тіла.

Частота власних коливань

$$p = \frac{2\pi}{T},$$

де T – період коливань, с,

$$T = \frac{t}{k},$$

t – час, протягом якого відбувається k повних коливань ротора.

Врахувавши вищенаведені рівняння, отримуємо формулу для визначення моменту інерції ротора:

$$I = \left(\frac{t \cdot l}{2\pi k} \right)^2 \frac{G}{L}.$$

3.4. Розрахунок приводу технологічної машини із храповим механізмом періодичного повороту

3.4.1. Храповий механізм

Храповий механізм є одним із найпростіших механізмів для перетворення коливального або зворотно-поступального рухів у періодично-поступальний. Основні конструктивні схеми храпових механізмів наведені на рис. 3.13. Храповий механізм складається з таких основних

елементів: храпового зубчатого колеса 1 (храповика), водила 2 і собачки 3, шарнірно закріпленої до водила і притиснутої до зубів колеса плоскою або спіральною пружиною 4. Як водило, так і храповик можуть бути ведучою ланкою механізму.

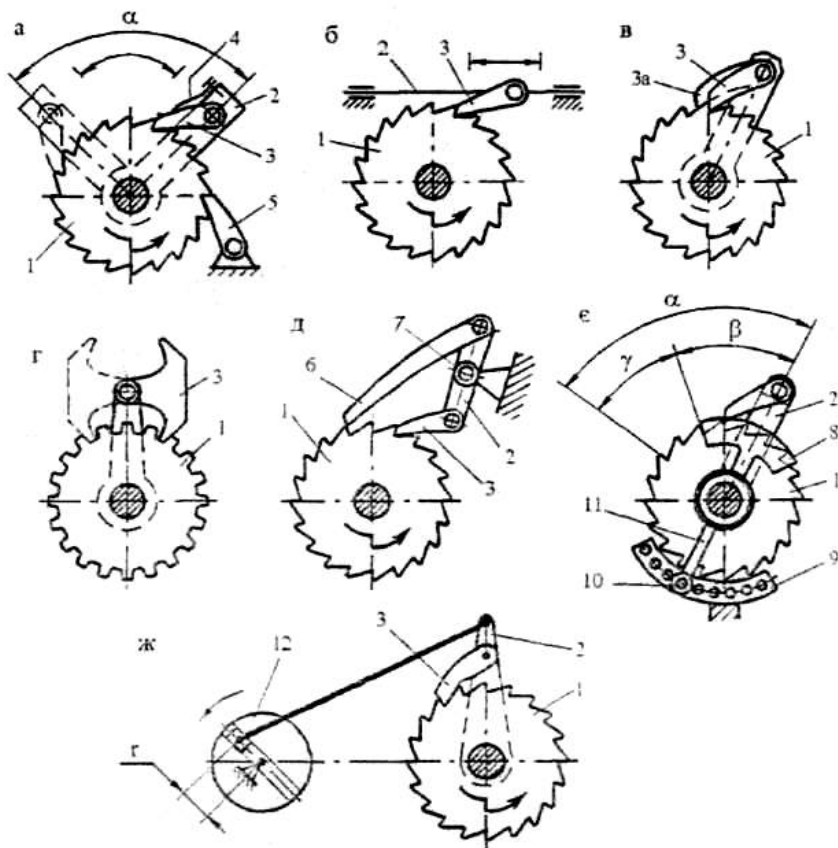


Рис. 3.13. Основні конструктивні схеми храпових механізмів: 1—храпове колесо; 2—води́ло; 3, 3а, 6—собачки; 4—пружина; 5—контрсобачка; 7—вісь водила; 8—екран; 9—нерухо́мий секто́; 10—фікса́тор; 11—важиль; 12—кривошип

Принципова кінематична схема приводу каруселі з використанням храпового механізму зображена на рис. 3.14. Для приведення в дію водила храпового механізму застосовано зубчато-рейковий механізм, який складається з зубчатої рейки 7 і зубчатого колеса 4. На валу 6 жорстко закріплено карусель 1, диск фіксатора 2, храпове колесо 3, а також з можливістю вільного обертання – зубчате колесо 4 зубчато-рейкового механізму. Водило 8 жорстко з'єднане з зубчастим колесом 4.

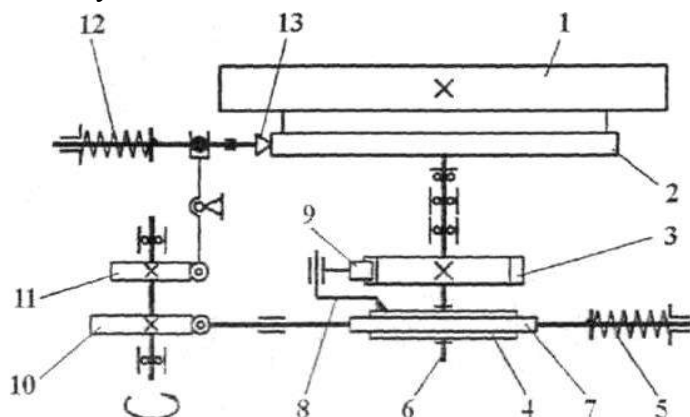


Рис. 3.14. Кінематична схема приводу каруселі з храповим механізмом: 1 – карусель; 2 – диск фіксатора; 3 – храпове колесо; 4 і 7 – колесо і рейка зубчато-рейкового механізму; 5 і 12 – пружини; 6 – вал; 8 – водило; 9 – собачка; 10 і 11 – кулачки приводу відповідно рейки зубчато-рейкового механізму і фіксатора; 13 – фіксатор

Для точного позиціонування каруселі використовується фіксатор 13 з пружиною 12. В процесі роботи при обертанні кулачкового вала кулачок 11 розфіксує карусель, а кулачок 10 переміщає рейку 7, яка повертає колесо 4 з водилом 8.

При цьому собачка 9 повертає храпове колесо 3 і карусель 1 на заданий кут. Далі відбувається фіксування каруселі під дією пружини 12 і повернення у початкове

положення рейки 7 і водила з собачкою 9 під дією пружини 5.

Основними параметрами храпового механізму є:

z – кількість зубців храпового колеса;

m – модуль храпового колеса (який, на відміну від модуля зубчастого колеса з евольвентним зачепленням, відноситься не до діаметра діляльного кола, а до зовнішнього діаметра храпового колеса);

D – зовнішній діаметр храпового колеса;

h – висота зубця;

b – ширина зубця;

b_c – ширина собачки;

α – кут повороту храповика при подвійному ході водила:

$$\alpha = \frac{360^\circ \cdot k}{z},$$

де k – кількість зубців храпового колеса, що охоплюються собачкою за один хід водила.

Кількість зубців храпового колеса визначається мінімально необхідними кутами повороту храповика. Рекомендована кількість зубців для силових передач $z=8...48$, перевагу належить віддавати діапазону $z=12...20$. Для несилових приладових передач кількість зубців може сягати декількох сотень.

3.4.2. Методика розрахунку храпового механізму

Вхідними даними для розрахунку є:

- крутний момент M_k на валу храпового колеса;
- кількість зубців z храпового колеса.

Приймаємо попередньо матеріал для храповика і матеріал для собачки.

Розрахунок храпового механізму проводять у такій послідовності.

1. Визначаємо модуль храпового колеса за формулою:

$$m = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k}{z \cdot \Psi \cdot [\sigma_{зг}]}}$$

де m – модуль храпового колеса;

M_k – крутний момент на валу;

z – кількість зубців храпового колеса;

Ψ – параметр (вибираємо з табл.3.3);

$[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження згинання.

Значення параметрів ψ , q , і $[\sigma_{зг}]$ для різних матеріалів храпових коліс наведено у табл. 3.5.

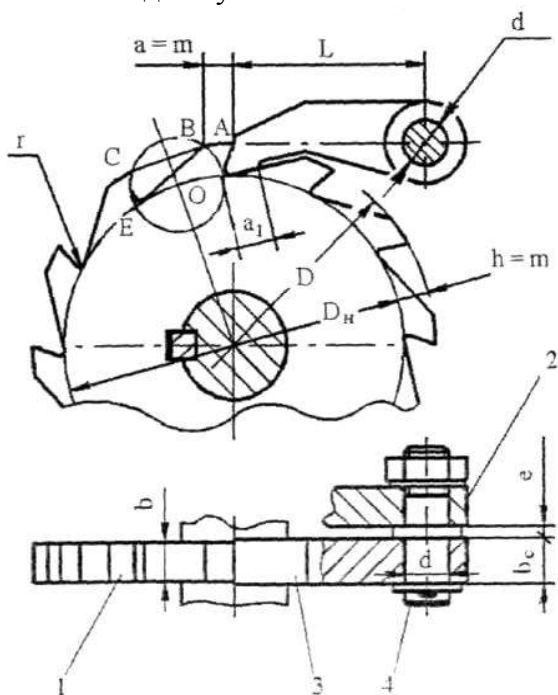


Рис. 3.15. Розрахункова схема храпового механізму:

1– храпове колесо, 2 – водило, 3 – собачка, 4 – вісь собачки

2. Визначаємо зовнішній діаметр D храпового колеса:

$$D = z \times m,$$

3. Висоту зубця h приймаємо згідно з

рекомендаціями ($h \approx m$).

4. Визначаємо ширину b зубця:

$$b = j \times m,$$

де j – коефіцієнт ширини зубця:

для сталевих храповиків $j=1...4$;

для чавунних – $j=1,5...6$.

5. Визначаємо ширину b_c собачки:

$$b_c = 1,1 \times b,$$

6. Визначаємо окружну силу P , що діє на зубець храповика:

$$P = \frac{2M_k}{D}.$$

7. Визначаємо питомий лінійний тиск q (навантаження на одиницю ширини зубця):

$$q = \frac{P}{b},$$

і порівнюємо його з допустимим $[q]$ для прийнятого матеріалу (табл.3.7).

Таблиця 3.7

Допустимі значення параметра ψ , питомого лінійного тиску $[q]$ і напруження згинання $[\sigma_{zg}]$ для різних матеріалів храпових коліс

Матеріал храпового колеса	Параметр ψ	Допустимий питомий лінійний тиск, $[q]$	Допустиме напруження згинання, $[\sigma_{zg}]$
		Н/м	Н/м ²
Чавунне литво СЧ 18-36, СЧ 15-32	1,5...6	$1,5 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^7$
Сталеве литво Л35, Л45	1,5...4	$3 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^7$
Сталь 20	1...2	$3,5 \cdot 10^5$	10^8
Сталь 45	1...2	$4 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^8$

8. Визначаємо діаметр d осі собачки:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P}{0,1 \cdot [\sigma_{32}]} \cdot \left(\frac{b_c}{2} + e \right)},$$

де e – висота фланця осі собачки (приймаємо із конструктивних міркувань).

3.4.3. Приклад розрахунку храпового механізму

Вхідні дані для розрахунку храпового механізму наведені в табл. 3.8.

Таблиця 3.8.

Вхідні дані до розрахунку храпового механізму

№ п/п	Вхідні дані	Числові значення
1	Крутний момент на валу храпового колеса, М, Н·м	50
2	Кількість зубців храпового колеса, z	12

Приймаємо попередньо:

- для храповика матеріал – сталь 20;
- для собачки матеріал – сталь 45.

Виходячи із прийнятого матеріалу, згідно із рекомендаціями приймаємо $j = 1,5$.

Розрахунок храпового механізму проводимо у такій послідовності:

1. Визначаємо модуль храпового колеса

$$m = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k}{z \cdot \Psi \cdot [\sigma_{32}]} } = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{50}{12 \cdot 1,5 \cdot 10^8}} = 0,0052 \text{ м} = 5,2 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m = 5,5$ мм.

2. Визначаємо діаметр храпового колеса

$$D = z \times m = 12 \times 5,5 = 66 \text{ мм.}$$

Згідно з рекомендаціями ($h \approx m$) приймаємо висоту зубця $h = 6$ мм.

3. Визначаємо ширину зубця

$$b = j \times m = 1,5 \times 5,5 = 8,25 \text{ мм},$$

приймаємо $b = 9 \text{ мм}$.

4. Визначаємо ширину собачки

$$b_c = 1,1 \times b = 1,1 \times 9 = 9,9 \text{ мм},$$

приймаємо $b_c = 10 \text{ мм}$.

5. Визначаємо окружну силу, що діє на зубець храповика

$$P = \frac{2M_k}{D} = \frac{2 \times 50}{0,066} = 1520 \text{ Н}.$$

6. Визначаємо питомий лінійний тиск - навантаження на одиницю ширини зубця:

$$q = \frac{P}{b} = \frac{1520}{0,009} = 1,69 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

і порівнюємо його з допустимим для прийнятого матеріалу:

$$q = 1,69 \cdot 10^5 \text{ Н/м} < 3,5 \cdot 10^5 \text{ Н/см} = [q].$$

7. Визначаємо діаметр осі собачки (при вибраному матеріалі - сталі 45):

$$d = \sqrt[3]{\frac{P}{0,1 \cdot [\sigma_{32}]} \cdot \left(\frac{b_c}{2} + e \right)} = \sqrt[3]{\frac{1520}{0,1 \cdot 1,2 \cdot 10^8} \cdot \left(\frac{0,001}{2} + 0,004 \right)} = 0,0097 \text{ м} = 9,7 \text{ мм},$$

де $[\sigma_{32}] = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ – допустиме напруження згинання, прийняте згідно з рекомендаціями, при врахуванні ударних навантажень;

$b_c = 10 \text{ мм}$ – ширина собачки;

$e = 4 \text{ мм}$ – висота фланця осі собачки (приймаємо із конструктивних міркувань).

Приймаємо діаметр осі собачки $d = 10 \text{ мм}$.

Далі виконуємо побудову моделі храповика в САПР за описаною в [16] методикою (рис. 3.15).

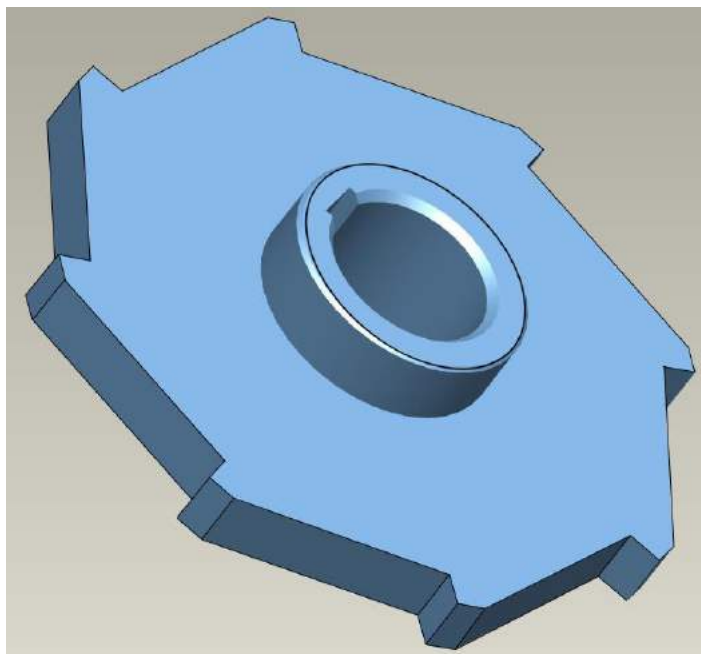


Рис. 3.16. Виконана в САПР модель храповика

4. РОЗРАХУНОК ПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

4.1. Технічні можливості пневмосистем

У промислово розвинутих країнах до 30% технічних засобів автоматизації оснащено пневматичними системами. Фактично до 90% пакувальних машин включають пневматичні системи.

Цьому сприяють такі їх якості як:

- простота конструкції;
- надійність в роботі і висока довговічність (10–20 тис годин роботи або 10–50 млн. циклів);
- пожежно- і вибухобезпечність.

Недоліками пневматичних систем є:

- мала швидкість передачі сигналу на великі відстані;
- складність забезпечення плавності переміщення робочих органів;
- порівняно висока вартість стисненого повітря;
- нерівномірність спрацювання.

Розглянемо приклад роботи пневматичного приводу в технологічній машині. Автомат М6–АУБ пакує в картонні ящики пачки масла, що поступають по пластині-лотку. Пачки 6 поступають по пластині 7 на верхню площину штовхача нижнього 2 (рис.4.1).

Коли на пластині набереться ряд із шести пачок, перша пачка попадає на мікроперемикач, що керує електропневматичним клапаном подачі повітря в циліндр верхнього штовхача 5. Штовхач 5 подає ряд із шести пачок на стіл 1. При перештовхуванні ряду на стіл 1 верхній штовхач натискає на мікроперемикач 4, який приводить електропневматичний клапан циліндра верхнього штовхача в друге положення, і штовхач під дією повітря повертається в вихідне положення.

Після того, як пачки переходять на стіл 1,

включається мікроперемикач електропневматичного клапана, що керує подачею повітря в циліндр стола. Стіл опускається на крок, рівний висоті пачки. Процес повторюється, допоки на столі не набереться штабель потрібної висоти.

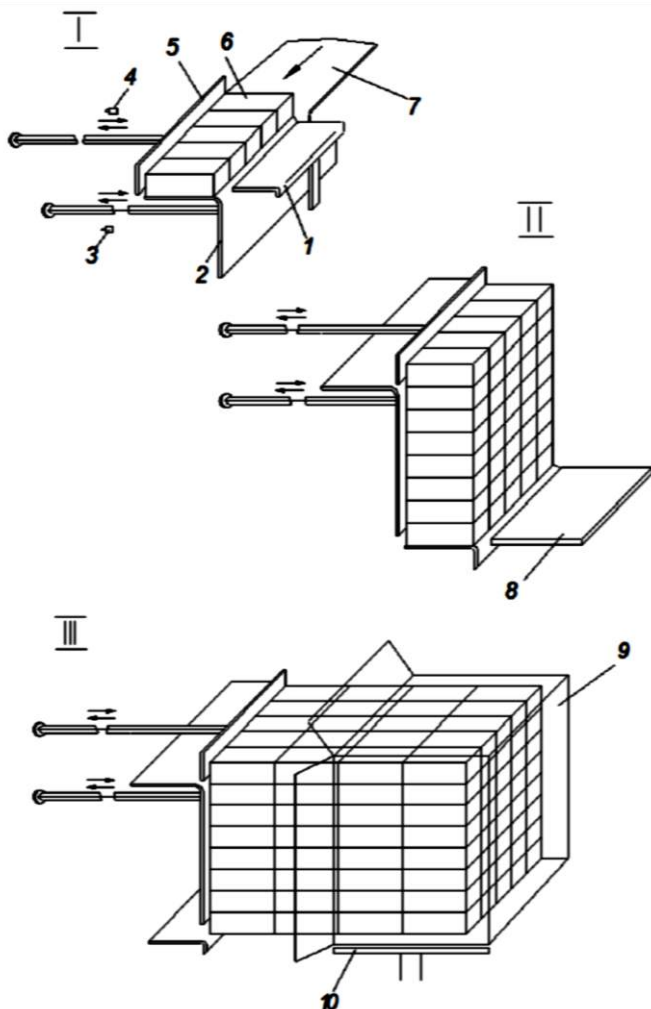


Рис. 4.1. Принцип роботи запакувального автомату

При цьому стіл натискає на мікроперемикачі, які керують циліндрами переміщення верхнього 5 і нижнього 2 штовхачів, що перештовхують однорядний штабель на стіл 8 касети (поз. II). Попередньо на касету вручну одивають ящик 9.

При перештовхуванні однорядного штабеля на ширину пачки штовхач 2 натискає на кінцевий вимикач 3 (поз. I), що включає пневмосистему зворотнього ходу штовхачів 2 і 5.

Після перештовхування однорядного штабеля в ящик стіл 1 піднімається вгору до вихідного рівня. Потім набирається наступний штабель, який також заштовхується в ящик. Після заповнення ящика подається сигнал на перекидання платформи 10 (поз. III) з встановленим на ній ящиком. З платформи, яка має вигляд рольганга, ящик зіштовхується вручну.

Пневмосистема автомату для пакування брикетів в ящик моделі М6-АУБ включає (рис.4.2):

1. блок кондиціонування стисненого повітря;
2. блок приводів – пневмоциліндри Ц1-Ц5 для виконання операцій переміщення брикетів;
3. блок елементів керування.

Блок кондиціонування стисненого повітря складається із вхідного крана Р1, фільтра-вологівідділювача Ф1, редукційного клапана КР1, манометра МН1, мастило розпилювача МР1, пневморозподілювача кранового ПК1, ресивера R та реле тиску А1.

При набиранні на площадці заданої кількості брикетів, перший з них через мікроперемикач включає пневматичний клапан РП1, який відкриває подачу повітря в порожнину циліндра верхнього штовхача Ц1. Тим самим брикети зіштовхуються на стіл 1. В кінці ходу поршень натискає на мікроперемикач, що включає електро-

пневматичний клапан РП2, і поршень повертається в вихідне положення. Тим же перемикачем включається електропневматичні клапани РП5 або РП6 і повітря подається в циліндр затискання стола Ц4. Стіл вивільнюється і опускається вниз на один крок, рівний висоті брикета.

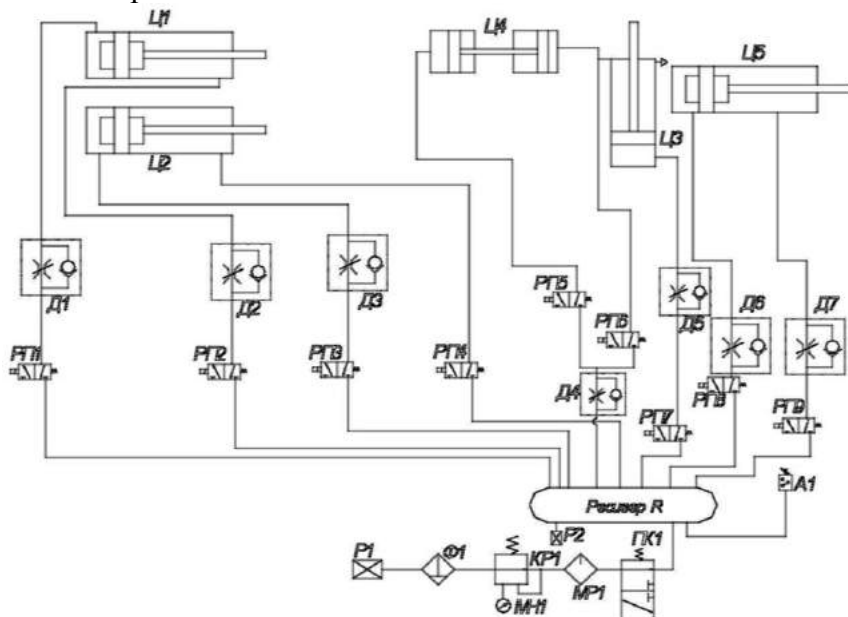


Рис.4.2. Пневматична система пакувального автомату моделі М6-АУБ

Процес повторюється до набору на столі певної кількості рядів брикетів, а в нижньому положенні натискає на 2 мікроперемикачі. Один включає електропневматичний клапан РП3, повітря поступає в циліндр нижнього штовхача Ц2 і згруповані брикети зіштовхуються зі столу в касету магазину, на яку попередньо надітий ящик. Одночасно із рухом нижнього штовхача переміщується і верхній штовхач, циліндр якого (Ц1) закріплений на напрямній планці нижнього штовхача, і переміщує останній по висоті ряда брикетів в касету.

Другий мікроперемикач дає імпульс реле рахунку шарів. У крайньому передньому положенні штовхачі натискають мікроперемикачі, які подають імпульси на електропневматичні клапани РП2 і РП4. Тоді штовхачі повертаються в вихідне положення. В кінці ходу нижній штовхач натискає на перемикач, включається електропневматичний клапан РП7, повітря подається в нижню порожнину циліндра Ц3 і стіл піднімається. Цикл повторюється до повного заповнення ящика брикетами. Тоді спрацьовує реле рахунку імпульсів, подається імпульс в електропневмоклапан РП8 і відкривається подача повітря в ліву порожнину циліндра Ц5. Шток циліндра пересуває каретку з ящиком. За допомогою колеса-упора ящикотримач з ящиком перекидається в верхнє положення.

З ящикотримача ящик зіштовхується вручну. Перекидач в вихідне положення повертається від кнопки включення. Включається електропневмоклапан РП9, і повітря подається в праву порожнину пневмоциліндра Ц5.

4.2. Прямий розрахунок пневмоциліндра [21]

Циліндр односторонньої дії. При подачі повітря під тиском p поршень переміститься до положення, коли сума сил буде рівною 0:

$$P_p - P_k - T - P_n = 0,$$

де P_p – сила, створена тиском p ;

P_k – корисна сила на штоці;

T – сила тертя поршень-циліндр, шток-ущільнення;

P_n – сила зворотної пружини.

Якщо циліндр розміщений вертикально, то враховують вагу рухомих елементів конструкції.

Сила, створена тиском, при штовхаючій і тягнучій дії складе:

$$S_{ш} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p$$
$$S_T = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot p$$

Сила тертя

$$T = Q \cdot f,$$

де $Q = S_M \cdot p$ – сила, з якою манжета притискається до дзеркала гільзи;

$S_M = \pi \cdot D \cdot \varphi$ – площа контакту манжети з дзеркалом гільзи;

f – коефіцієнт тертя манжета-гільза.

Тоді

$$T = \pi \cdot D \cdot \varphi \cdot p \cdot f \cdot n,$$

де n – кількість манжет;

$p = 0,6 \div 0,9 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ для чавунних поршневих кілець.

Сила зворотної пружини (тільки для циліндрів односторонньої дії)

$$P_{\Pi} = c \cdot L = c (l_0 + l) = c \cdot l_0 + c \cdot l = P_{np} + c \cdot l,$$

де c – жорсткість пружини;

L – величина деформації пружини;

l – хід поршня;

l_0 – початкова деформація;

P_{no} – початкова сила пружини.

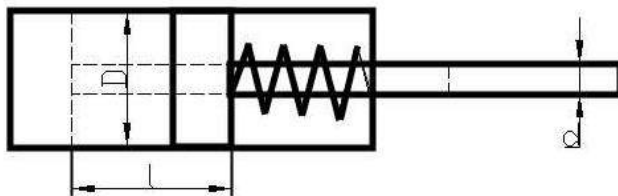


Рис. 4.3. Розрахункова схема пневмоциліндра

4.3. Непрямий розрахунок

У разі неможливості визначення сили тертя T , рушійну силу P_p визначають за допомогою значення ККД пневмоциліндра $\eta_{\text{пн}}$

$$P_p = \frac{P_k}{\eta_{\text{пн}}}.$$

Величина $\eta_{\text{пн}}$ залежить від виду ущільнення і величини P_k

Таблиця 4.1

Залежність $\eta_{\text{пн}}$ від величини $P_{\text{к}}$

$P_{\text{к}}, \text{КН}$	до 0,6	0,6 – 6,0	6 – 25	25 – 60
$\eta_{\text{пн}}$	0,5 – 0,8	0,8 – 0,88	0,88 – 0,92	0,92 – 0,95

Вихідні дані до розрахунку наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2.

Вхідні дані до розрахунку пневмоциліндра

№ п/п	Вхідні дані	Числові значення
1	Корисна сила при штовхаючій дії, $P_{\text{кш}}, \text{Н}$	2500 Н
2	Корисна сила при тягнучій дії $P_{\text{кт}}, \text{Н}$	≥ 1500
3	Тиск повітря в мережі, $p, \text{мПа}$	0,5
4	Хід штока, $L, \text{мм}$	500
5	Час спрацьовування, $T_{\text{сп}},$	3,5 с
6	Частота спрацьовування, $n, \text{хв}^{-1}$	7

Визначаємо діаметр поршня D з урахуванням $\eta_{\text{пн}}$ при заданій корисній штовхаючій силі.

Приймаємо $\eta_{\text{пн}} = 0,8$. Враховуючи нормативні втрати тиску в пневмомережі ($p_{\text{втр}} = 0,1$), отримуємо реальний робочий тиск

$$p = 0,5 - 0,1 = 0,4 \text{ МПа} = 4 \frac{\text{КГс}}{\text{см}^2}.$$

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{кш}}}{\pi \cdot p \cdot \eta_{\text{пн}}}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{2500}{3,14 \cdot 4 \cdot 0,8}} = 9,98 \text{ см.}$$

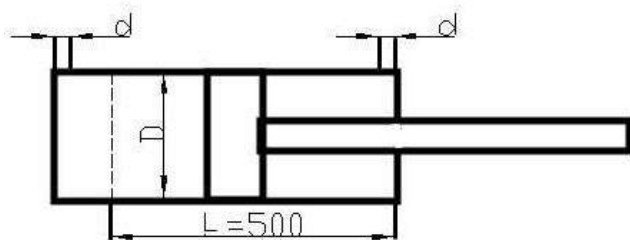


Рис. 4.4. Схема пневмоциліндра

Вибирається найближче рекомендоване значення з таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Рекомендовані значення D і d (ГОСТ 6540-68)

D	Осн.	25	32	40	50	60	80	100	125	160	200
	Дод.	-	36	45	55	70	90	110	140	180	220
d	Осн.	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
	Дод.	-	-	14	18	22	28	36	45	55	70

Приймаємо найближче значення $D = 100$ мм

2. Визначаємо значення тягнучої сили.

$$P_{кт} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p \cdot \left(1 - \frac{d}{D}\right) \eta_{пн}}{4} = \frac{3,14 \cdot 10^2 \cdot 4 \cdot (1 - 0,32) \cdot 0,8}{4} = 170,8 \text{ кгс} = 1708 \text{ Н}.$$

Вона є більшою від заданої, тобто задовольняє умову $P_{кт} \geq 1500 \text{ Н}$.

3. Визначаємо внутрішній діаметр трубопроводу $d_{тр}$ для забезпечення заданого часу спрацьовування $t_{сп}$ при ході $L = 500$ мм

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{D^2 \cdot L}{V_T \cdot t_{сп}}} = \sqrt{\frac{0,1^2 \cdot 0,5}{25 \cdot 3,5}} = 7,55 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 7,55 \text{ мм},$$

де $V_T = 25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - рекомендована швидкість повітря в трубопроводі.

Приймаємо $d_{тр} = 8$ мм.

4. Визначаємо витрати повітря при роботі пневмоциліндра

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \cdot \frac{P}{P_{атм}} \cdot n + \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \cdot L \cdot \frac{P}{P_{атм}} \cdot n =$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot L \cdot \frac{P}{P_{атм}} \cdot n \cdot (2 \cdot D^2 - d^2) \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{хв}},$$

де $D = 10 \text{ см}$, $d = 3,2 \text{ см}$, $L = 50 \text{ см}$, $p = 4 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$, $n = 7 \text{ хв}^{-1}$.

Тоді

$$Q = \frac{3,14}{4} \cdot 50 \cdot \frac{4}{1} \cdot 7 \cdot (2 \cdot 10^2 - 3,2^2) \cdot 10^{-6} = 0,20 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}}$$

4. Технічні дані зводимо до таблиці.

Таблиця 4.4

Технічні дані пневмоциліндра

№ п/п	Параметр	Заданий	Розраху- н- ковий	Прийнятий
1	Штовхаюча сила	2500 Н	-	2500 Н
2	Тягнуча сила	1500 Н	-	1708 Н
3	ККД	-	-	0,8
4	Тиск в мережі	0,5 МПа	-	0,4 МПа
5	Час спрацьовування	3,5 с	-	3,5 с
6	Частота спрацьовування	7 хв ⁻¹	-	7 хв ⁻¹
7	Діаметр гільзи	-	99,8	100 мм
8	Діаметр штока	-	-	32 мм
9	Хід штока	500 мм	-	500 мм
10	Внутрішній діаметр трубопроводу	-	7,8	8,0 мм
11	Витрати повітря	-	0,21 м ³ /хв	-

4.3. Розрахунок пневматичного підйомного столика

Підйомний столик пневматичного типу фасувальної машини зображено на рис. 4.5. Він складається із золотника 1 та зірочки 2, що приводить в рух сам золотник, трубки 3, яка підводить повітря до верхньої частини циліндра 6, столика 4 на якому встановлюється пляшка, штоку 5 та поршню 7. В циліндрі підйомного столика під дією стисненого повітря поршень 7 переміщується вгору і вниз. На кінці штока 5 закріплений столик 4, на якому розміщується пляшка. Золотник 1, впускає стиснене повітря по каналу в нижню частину циліндра і одночасно випускає повітря із верхньої частини, забезпечуючи підйом столика. Після наповнення пляшки

зірочка 2 золотника 3, впираючись в нерухому опору станини, повертає золотник.

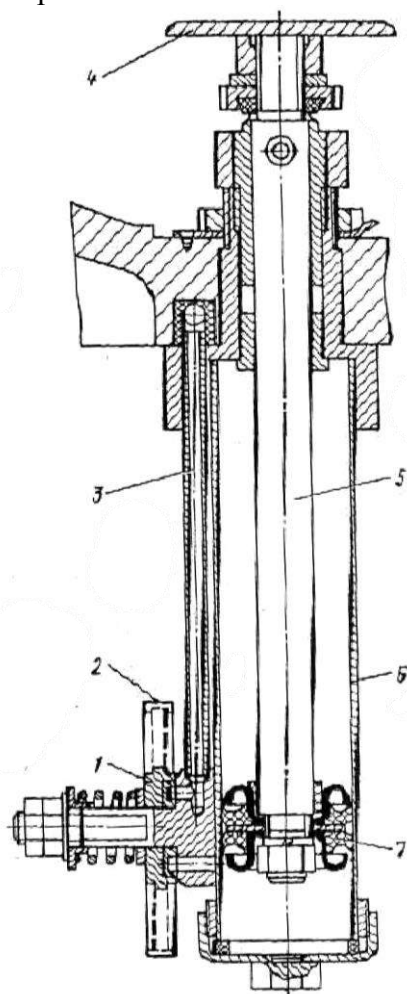


Рис. 4.5. Підйомний столик фасувальної машини РГ2М-3:
1 – золотник; 2 – зірочка; 3 – трубка; 4 – столик; 5 – шток;
6 – циліндр; 7 – поршень

При цьому стиснене повітря із нижньої частини циліндра викидається в атмосферу, а у верхню частину

подається стиснене повітря по трубці, столик з наповненою пляшкою опускається.

На рис. 4.6 зображена розрахункова схема пневматичного підйомного столика.

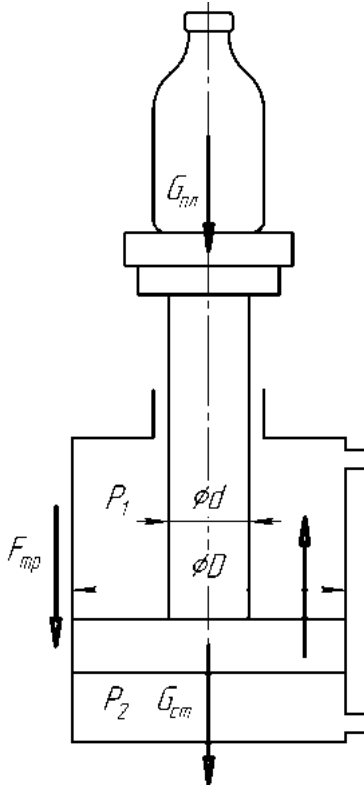


Рис. 4.6. Розрахункова схема пневматичного підйомного столика
Вага пляшки:

$$G_{пл} = m_{пл} \cdot g;$$

З ГОСТ 10117.2-2003 маса пляшки становить $m_{пл} = 0,415 \text{ кг}$. Тоді:

$$G_{пл} = 0,415 \cdot 9,8 = 4,067 \text{ Н}.$$

Вага рухомих частин столика:

$$G_{ст} = m_{ст} \cdot g;$$

Вагу всіх рухомих деталей отримали за допомогою програми САПР Pro/ENGINEER під час проектування вузла.

Тоді:

$$G_{nl} = 0,620 \cdot 9,8 = 6,076H.$$

$$(G_{nl} + G_{cm}) + F_{mp} = P_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} - P_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2).$$

Виходячи із умови забезпечення плавності підйому столика із тарою, приймаємо $P_1 = 0,8P_2$.

Визначаємо силу тертя F_{mp} , що виникає при підйомі столика:

$$F_{mp} = N \cdot f = (P_2 \cdot \pi D \cdot a_1 + P_1 \cdot \pi D \cdot a_2) f = 1,8P\pi D a f;$$

де N – реакція з боку циліндра на ущільнення;

f – тертя між поверхнями ущільнення і циліндра (гума-метал), довідникове значення якого становить $f=0,25$.

де a_1, a_2 – ширина гумового кільця ущільнення (рис. 4.7), з креслення $a_1=a_2=a=12$ мм.

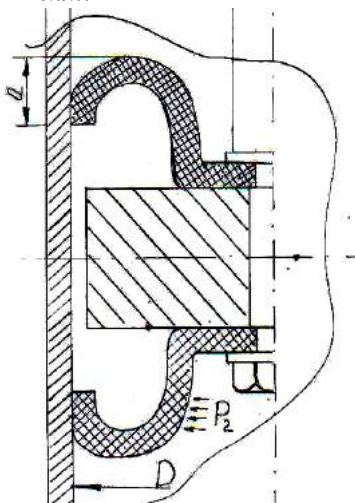


Рис. 4.7. Розрахункова схема для визначення втрат енергії при переміщенні столика

Таким чином:

$$(m_{nl} + m_{cm}) \cdot g + f(P \cdot \pi D \cdot a + 0,8P \cdot \pi D \cdot a) \cdot f = \frac{P \cdot \pi D^2}{4} - 0,8P \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2),$$

де d – діаметр штока (з креслення $d=28$ мм).

Розв'язавши отримане квадратичне рівняння отримаємо мінімальний діаметр поршня $D=65$ мм.

5. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ПОДАЧІ СТРІЧКОВОГО ПАКУВАЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

5.1. Визначення необхідного осьового зусилля для фіксації рулону пакувального матеріалу на рулонотримачі

Для фіксації рулонного пакувального матеріалу застосовуються рулонотримачі із затискними конусами. Осьове зусилля створюється в різних конструкціях систем фіксування рулону різними способами. У системах зі стопорним гвинтом або з самозаклинюючим затиском для затиску рулону необхідне осьове зусилля створюється безпосередньо вручну. У затискачах з осьовим гвинтом або з гвинтовим скосом на торці рухомого конуса осьове зусилля створюється за рахунок додатку крутного моменту, причому прикладене зусилля може бути в багато разів менше за осьове за рахунок плеча важеля і гвинта. У деяких конструкціях зусилля створюється пружиною. Визначити зусилля, прикладені до рухомого конуса для створення необхідних осьових зусиль, можна в кожному конкретному випадку відомими методами розрахунків гвинта, важеля і т. п., тому тут це не розглядається.

Для фіксування рулону він повинен бути затиснутий конусами, щоб уникнути неспіввісності рулону і утримувача, що приводить до пульсації натягу в розмотуючій стрічці. Осьове зусилля затиску повинно долати вагу рулону G , спрямовану вертикально, і натяг стрічки T , що додається до рулону і спрямований, у загальному випадку, під кутом β до вертикалі. У більшості випадків рулон гальмують гальмуванням рулонотримача. При цьому осьове зусилля повинне створювати на колі контакту рулону з конусом діаметром D момент сил тертя, не менший за гальмівний, тому що в протилежному випадку при гальмуванні буде відбуватися

провертання рулону на конусах.

При розгальмовуванні рулону момент від натягнення розмотуючої стрічки складається з моменту, потрібного на розгін рулону з рулонотримачем, які обертаються спільно, та моменту, необхідного на подолання опору обертанню рулонотримача, який завжди значно менший гальмівного моменту. Якщо момент від натягнення стрічки, необхідний для обертання рулону, більший за гальмівний, що може бути при різких ривках в системі подачі пакувального матеріалу, то гальмо прослизає. Тому момент, який передається рулонотримачем за рахунок сил тертя об втулку рулону, в цьому випадку дорівнює сумі гальмівного моменту M_T і моменту опору обертанню рулонотримача M_c .

Таким чином, максимальний момент M_Σ , який має передати рулонотримач, рівний:

$$M_\Sigma = M_T + M_c = P_{mp} D. \quad (5.1)$$

На рис. 5.1 показана схема прикладання сил до конуса рулонотримача. Рівнодійна ваги G і натягу :

$$R = \sqrt{(G + T \cos \beta)^2 + (T \sin \beta)^2}. \quad (5.2)$$

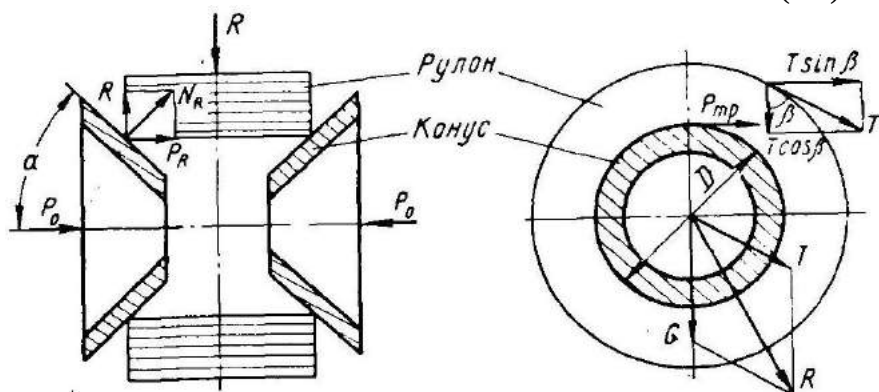


Рис. 5.1. Схема прикладання сил до конусів рулонотримача

Осьова складова реакції конусів P_R :

$$P_R = R \operatorname{tg} \alpha = \sqrt{(G + T \cos \beta)^2 + (T \sin \beta)^2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.3)$$

Сила тертя викликається нормальною реакцією конусів, звідки:

$$P_{тр} = \frac{f P_M}{\sin \alpha}, \quad (5.4)$$

де P_M – осьова сила, необхідна для передачі максимального моменту M_Σ .

З рівнянь (5.1) – (5.4) отримуємо:

$$P_M = \frac{M_T + M_c}{fD} \sin \alpha.$$

Необхідне осьове зусилля P_0 затиснення рулону конусами рулонотримача повинно бути не меншим, ніж більша з сил P_R [17].

5.2. Приклад необхідного осьового зусилля для фіксації рулону пакувального матеріалу на рулонотримачі

Визначити необхідне зусилля затискання рулона пакувального матеріалу конусами рулонотримача. Вхідні дані до розрахунку наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Вхідні дані до розрахунку зусилля затискання рулона пакувального матеріалу конусами рулонотримача

№ п/п	Вхідні дані	Числове значення
1	Кут, під яким розмотується рулон, β	80°
2	Конусність барабана рулонотримача, α	45°
3	Сила натягу стрічки, T	15 Н
4	Маса рулона пакувального матеріалу m	5 кг

Рівнодійна

$$R = \sqrt{(5 \cdot 9,8 + 15 \cdot \cos 80^\circ)^2 + (15 \cdot \sin 80^\circ)^2} = 53,7 \text{ Н}.$$

Осьова складова реакції конусів:

$$P_R = R \cdot \operatorname{tg} \alpha = P_R = 53,7 \cdot \operatorname{tg} 45^\circ = 53,7 \text{ Н}.$$

Осьова сила, необхідна для передачі максимального моменту:

$$P_M = \frac{P_{mp} \cdot \sin \alpha}{f} = \frac{35 \cdot \sin 45^\circ}{0,4} = 61,9 \text{ Н}.$$

Необхідне осьове зусилля P_o затискання рулону конусами повинно бути не меншим, ніж більша із сил P_R і P_M . Отже, осьове зусилля $P_o = 64 \text{ Н}$. Для забезпечення необхідного зусилля затискання рулона можна застосувати пружину стискання. Наступним етапом є побудова моделі рулонотримача (рис. 5.2) в САПР за наведеною в [16] методикою.

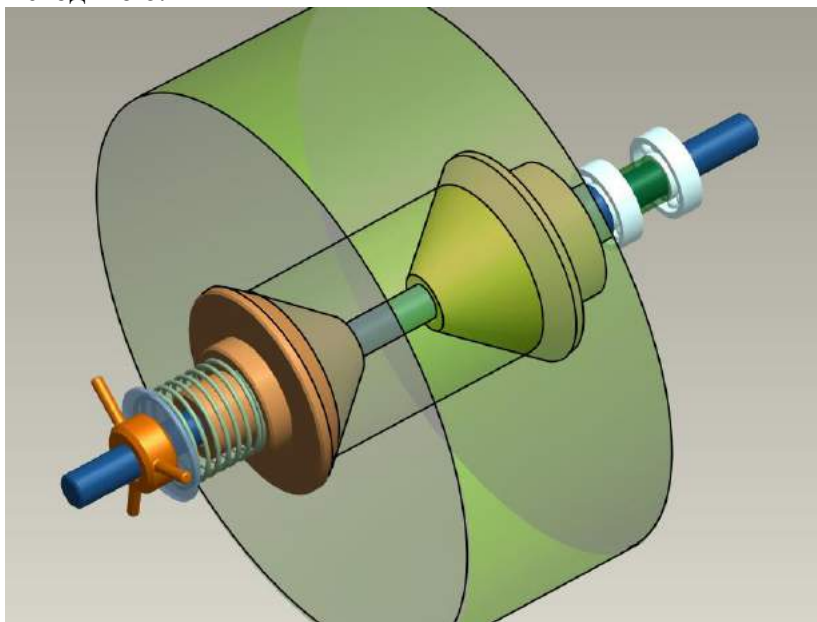


Рис. 5.2. Виконана в САПР модель рулонотримача пакувального автомата

5.3. Визначення тягових зусиль при дії робочих органів системи руху на стрічку

Тягове зусилля робочих органів систем руху визначається з виразу:

$$W = T - T_0, \quad (5.5)$$

де T і T_0 – натяг відповідно в набігаючій і збігаючій гілках стрічки.

Натяг T_0 в збігаючій з системи руху гілці стрічки є тільки тоді, коли система розмотує рулон, а стрічка подається іншою системою, причому між ними немає вільної петлі.

Натяг T в набігаючій гілці викликається опорами руху, створюваними системами амортизації, гальмування стрічки і рулону. Так як натяг T долається тяговим зусиллям W , то розрахунками визначається максимальне значення T , яке може бути подолане за рахунок тертя стрічки по поверхні рушійних органів.

У багатьох випадках парні рушійні органи виготовляються з різних матеріалів (наприклад, зі сталі і гуми, з гуми і текстоліту), один з яких має менший модуль пружності для компенсації похибок форми. Розрізняються і коефіцієнти тертя стрічки по рушійних органах, і в подальшому менший з них має позначку f_1 , а більший – f_2 . При контакті стрічки тільки з однією поверхнею коефіцієнт тертя позначений f . Нормальне до поверхні стрічки зусилля, стискаюче затискачі, позначено N .

При плоских затискачах матимемо:

$$T = N(f_1 + f_2). \quad (5.6)$$

Так як на практиці зазвичай $f_1 + f_2 < 1$, то N повинно бути більший за T . Іноді для зниження нормального зусилля поверхні одного з затискачів виконують з рифленням, яке перпендикулярне до напрямку тягового

зусилля.

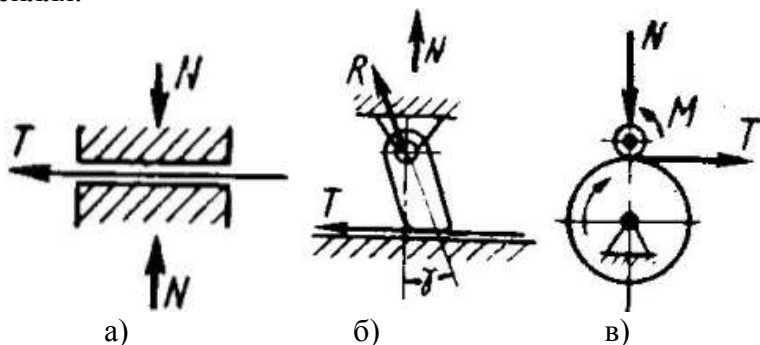


Рис. 5.3. Розрахункова схема затискача:

а – плоского; б – самозаклинюючого; в – із роликами

Для розрахунку необхідними є дані про коефіцієнти тертя стрічки по поверхні затискачів, експериментальне визначення яких може бути виконано на установці за схемою рис. 5.4. Стрічка 1 обгортки закладається в випробовуючі затискачі 7, пропускається між роликами 3 та 6 і нерухомо закріплюється у затискачах 5, встановлених на штоку 4. Ролик 3, встановлений на видолинку 2 з наклеєними на неї тензодатчиками, прогинає стрічку між роликами 6. Нормальне зусилля N на затискачах 7 створюється тарованою пружиною.

Зусилля T , що додається до штока 4, що вимірюється мікроамперметром по деформації балочки, плавно збільшується до початку прослизання стрічки в затискачах 7, що характеризується зменшенням деформації.

Відношення величин T і N дає суму коефіцієнтів тертя, а при однакових матеріалах затискачів – подвоєний коефіцієнт тертя.

Найбільший виграш у нормальному зусиллі досягається при застосуванні самозаклинювальних затискачів (рис. 5.3, б).

Умова самозаклинювання виражається наступною нерівністю:

$$\operatorname{tg} \gamma \leq \frac{f}{1 + f_0 \sqrt{1 + f^2}}, \quad (5.7)$$

де γ – кут заклинювання;

f – коефіцієнт тертя стрічки по матеріалу рухомого затиску;

f_0 – коефіцієнт тертя в осі затискачі.

Величина кута γ на практиці не перевищує 10° . Тому зусилля навантажування затискача рівне:

$$R = \frac{T}{\sin \gamma}.$$

Зусилля навантажування затискача може у багато разів перевершувати тягове зусилля T . При цьому передається затискачами тягове зусилля, яке не залежить від нормальної сили N , може обмежуватись не міцністю обгортки, а міцністю і твердістю деталей затискачів.

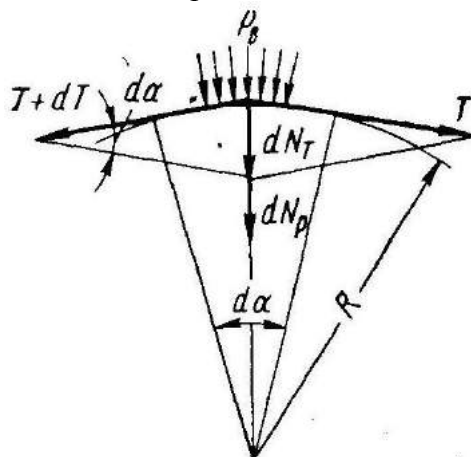


Рис. 5.4. Схема для визначення тягового зусилля циліндричного вакуумного затискача

Перегинаючі затискачі дають вигоду у нормальному зусиллі порівняно з плоскими затискачами, але не настільки ефективні, як самозаклинюючі затискачі.

Ефект збільшення натягу в перегинаючих затискачах в значній мірі знижується за рахунок складових натягу, спрямованих протилежно нормальному зусиллю. Аналіз сил, що діють в перегинаючих затискачах, експериментальне дослідження їх та рекомендації щодо їх застосування вказані у наступному параграфі.

Притиск стрічки до захоплення за рахунок вакууму, що забезпечує різниця тисків p_e по плоскій поверхні F_0 , дозволяє створити натяг T , що визначається за наступною формулою:

$$T = p_e F_0 f.$$

Якщо поверхня вакуумного захвата не плоска, а криволінійна, наприклад циліндрична радіусу R , то, розглядаючи стрічку як ідеальне гнучке тіло, можна натяг визначити методом, аналогічним до методу виведення формули Ейлера.

На елемент довжини дуги стрічки, що відповідає центральному куту $d\alpha$, діють натяги T і $T+dT$ і тиск p_e (рис. 5.4). Диференціал натягу dT дорівнює елементарній силі тертя, що спричиняється елементарним нормальним зусиллям dN , що складається з двох доданків: сили dN_τ , що спричиняється натягом стрічки, і сили dN_p , що спричиняється тиском p_e .

Нехтуючи нескінченно малими величинами другого порядку, отримуємо:

$$dN_\tau = T d\alpha.$$

Якщо вся циліндрична поверхня контакту стрічки з захватом має площу F , а поверхня, по якій вакуум діє на стрічку, – F_0 , причому зони цієї поверхні рівномірно розподілені по всій поверхні захоплення, то:

$$dN_p = p_e \frac{F_0}{F} l R d\alpha,$$

де l – довжина контакту стрічки з вакуумним захватом

уздовж твірної циліндра;

$lRd\alpha$ – елементарна площадка контакту.

Отже,

$$dT = (dN_T + dN_p) f = \left(T + p_s \frac{F_0}{F} lR \right) f d\alpha.$$

Після розділення змінних та інтегрування одержуємо:

$$T + p_s \frac{F_0}{F} lR = C e^{f\alpha}.$$

Підставляючи початкові умови: $\alpha = 0$; $T = T_0$, визначаємо довільну постійну C і після перетворень одержуємо:

$$T = T_0 e^{f\alpha} + p_s \frac{F_0}{F} lR (e^{f\alpha} - 1). \quad (5.8)$$

Якщо стрічка притискається до виробу, то при коефіцієнті тертя стрічки по виробу f_u , по затискачу $-f_1$ і при куті α охоплення стрічкою виробу:

$$T = [T_0 + N(f_u + f_1)] e^{f_u \alpha}.$$

При притисканні стрічки до ролика, що обертається, безпосередньо за формулою Ейлера одержуємо:

$$T = T_0 e^{f\alpha}.$$

Якщо один з робочих органів нерухомий, то рух може відбуватися тільки в тому випадку, якщо сила тертя стрічки по рушійному органі перевищує силу тертя об нерухомий притиск. Так як стрічка до обох органів притискається однаковим нормальним зусиллям N , то рушійний орган повинен мати більший коефіцієнт тертя об стрічку, ніж нерухомий. При цьому рушійний орган за рахунок сили тертя повинен не тільки створювати натяг T , але і долати силу тертя стрічки об притискач.

З урахуванням огинання стрічкою рушійного органа за кутом α отримуємо:

$$T = [T_0 + N(f_2 - f_1)]e^{f_2\alpha}.$$

У ряді робіт, присвячених роликовій подачі стрічок, яку називають також валиковою, натяг визначається залежно від деформації пропонованого матеріалу і розмірів роликів. Наприклад, отримана формула для визначення натягу T при подачі без прослизання парою роликів, що мають однаковий коефіцієнт тертя ковзання по стрічці:

$$T = 2N(f \cos \alpha_0 - \sin \alpha_0),$$

де α_0 – кут, що визначається відношенням деформації стиснення пропонованого матеріалу до радіусу ролика.

Товщина стрічок обгортки (0,01-0,1 мм) невідповідно мала порівняно з радіусом ролика (на практиці не меншим 10 мм), і тому деформація стиснення стрічок тим більше невідповідна радіусу ролика. Тому в даному випадку $\alpha_0 \approx 0$, і формула набуває виду:

$$T = 2fN.$$

Ця формула отримана для однакових коефіцієнтів тертя роликів об стрічку та без урахування охоплення стрічкою ролика.

Якщо притискний ролик не має приводу, то, аналогічно до нерухомого притискача, приводний ролик повинен долати опір обертання притискного ролика. При коефіцієнті f_0 тертя притискного ролика на осі діаметра d_0 і зовнішньому діаметрі ролика D_0 :

$$T = \left[T_0 + N \left((f_2 - f_0) \frac{d_0}{D_0} \right) \right] e^{f_2\alpha},$$

де f_2 – коефіцієнт тертя стрічки по приводному ролику.

Якщо обидва ролики приводні, то навіть при рівності кутових швидкостей обертів швидкості роликів не можуть бути рівними, так як діаметри роликів розрізняються в межах допусків на виготовлення. Сили

тертя стрічки по обох роликах передаються стрічці. Так як з роликом 2, що має коефіцієнт тертя зі стрічкою f_2 , зачеплення стрічки більше, ніж з іншим роликом, то стрічка повинна рухатися з обертовою швидкістю ролика 2, проковзуючи по ролику 1. Якщо радіус r_1 більший за радіус r_2 , то обертова швидкість на ролику 1 більше швидкості стрічки, і сила тертя її об ролик направлена в ту ж сторону, що і швидкість стрічки. Сили тертя в цьому випадку сумуються:

$$T = T_0 + N(f_2 + f_1) \quad (5.9)$$

Якщо ж радіус r_1 менший за радіус r_2 , то сила тертя стрічки про ролик 1 у напрямку протилежна швидкості стрічки, і тому:

$$T = T_0 + N(f_2 - f_1) \quad (5.10)$$

Якщо опір руху стрічки в цьому випадку більший, ніж натяг, що визначається за формулою (5.10), то стрічка не може рухатися зі швидкістю ролика 2. Однак при зменшенні швидкості стрічки до обертової швидкості другого ролика 1 сили тертя її по обох роликах сумуються, і справедливою стає остання формула. Але якщо опір руху менший, ніж натяг, що визначається за формулою (5.9), але більший, ніж натяг, що визначається за формулою (5.10), то стрічка буде рухатися зі швидкістю меншою, ніж обертова швидкість ролика 2, але більшою, ніж обертова швидкість ролика 1. У цьому випадку стрічка буде проковзувати по обох роликах.

При подачі роликами такого виду обгортки, як парафінований папір, проковзування стрічки по роликах приводить до нашаруванню парафіну на ролики, що порушує нормальну роботу механізму. Для очищення від парафіну ролики забезпечуються скребками, що для м'якого ролика, наприклад обрешиненого, пов'язане з небезпекою пошкодження його поверхні. З порівняння формул (5.9) і (5.10) очевидно, що при певній величині T

ця вимога у разі $r_1 > r_2$ дотримується при меншому значенні нормального зусилля N , ніж у випадку $r_1 < r_2$.

Таким чином, для запобігання нашаруванню парафіну на обрезаєному ролику при мінімально необхідному нормальному зусиллі слід діаметри роликів обмежувати допусками так, щоб гумовий ролик не був більший за сталевий.

З урахуванням огинання стрічкою одного з роликів формули (5.9) і (5.10) можуть бути замінені однією формулою

$$T = [T_0 + N(f_2 \pm f_1)]e^{f_1\alpha}, \quad (5.11)$$

в якій знак в дужках залежить від того, який з роликів має велику швидкість, а значення i (1 або 2) – від того, який з роликів огинається стрічкою.

5.4. Розрахунок запобіжної пружинно-кулькової муфти

Муфти, що входять до складу багатьох механізмів, є відповідальними вузлами, які часто визначають надійність і довговічність всієї машини. Вони відносяться до найважливіших пристроїв, без яких важко уявити сучасне машинобудування. Основне їх призначення – передача обертання і крутного моменту (без зміни його величини і напрямку) з одного вала на інший або з вала на вільно розміщену на ньому деталь (шків, зубчате колесо, зірочка та ін.) і навпаки.

В пружинно-кулькових муфтах тертя кочення на кулачках частково замінене на тертя кочення на кульках; ці муфти простіші у виконанні. Однак вони відрізняються малою довговічністю при передачі великих навантажень внаслідок швидкого зношування каналів в місцях їх дотику з кульками, тому їх варто застосовувати лише в легких приводах.

Для пружинно-кулькових муфт, в яких в процесі спрацювання переміщуються кульки, а не напівмуфта,

сила стискання пружини визначається з залежності:

$$P_{np} = P \cdot [tg(\alpha - \phi) - f], \quad (5.12)$$

де P – радіальна сила на муфті, Н;

ϕ – кут тертя між кульками і спряженою поверхнею напівмуфти, $\phi=5^\circ$;

α – кут нахилу дотичної в точці дотику кульок з опорною поверхнею;

f – коефіцієнт тертя між кульками і стінками отворів при їх осьовому переміщенні, $f = 0,15$.

З рисунка 5.5 видно, що в процесі спрацювання муфти кут тиску α змінюється за залежністю:

$$\sin \alpha = \frac{d_k - h}{d_k}, \quad (5.13)$$

де d_k – діаметр кульки, $d_k = 11$ мм;

h – відстань, на яку кулька виступає з напівмуфти, $h = 4$ мм.

Тоді:

$$\sin \alpha = \frac{11 - 4}{11} = 0,6364, \quad \alpha = 40^\circ.$$

З останніх двох формул слідує, що величина радіальної сили на муфті залежить головним чином від взаємного положення кульок, яке визначається кутом α :

$$P = \frac{2M_{кр}}{D}, \quad (5.14)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на муфті, $M_{кр} = 70$ Н·м;

D – зовнішній діаметр муфти, $D = 120$ мм.

$$\text{Тоді } P = \frac{2 \cdot 70}{0,12} = 1166,7 \text{ Н.}$$

В процесі спрацювання муфти відстань h збільшується, сила стиснення пружин збільшується, а кут α – зменшується. При цьому сила P , яка визначає величину крутного моменту, що передається муфті, різко зменшується. Таким чином непотрібно додаткового росту

навантаження для повного виключення муфти (як у кулачкових муфт), що забезпечує підвищення точності спрацювання кулькових муфт.

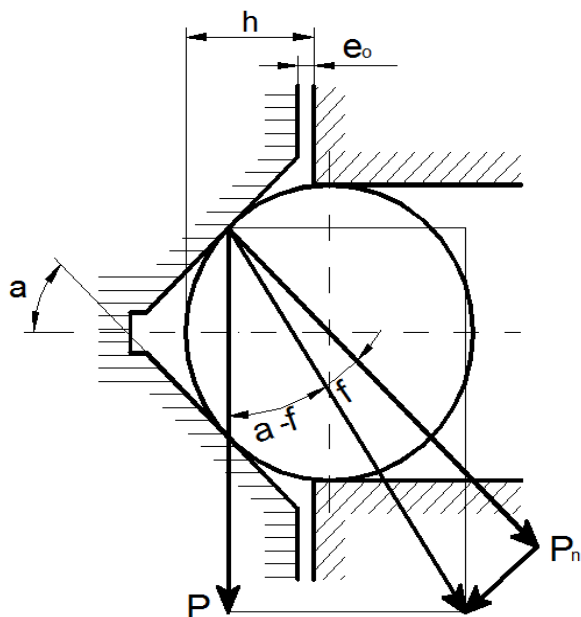


Рис. 5.5. Спряження кульки з робочою поверхнею (призматичним пазом)

Муфти, в яких кульки контактують з конічними отворами, мають постійний кут α і спрацьовують аналогічно до кулачкових муфт.

Пружинно-кулькові запобіжні муфти задовільно працюють, якщо нормальна сила в місці контакту P_n не перевищує значення, яке залежить від нерівномірності розподілу навантаження між кульками при допустимому тиску на кульки $P_o = 3 \cdot 10^5 \text{ Н/см}^2$.

Кількість кульок, необхідних для передачі заданої радіальної сили:

$$z = \frac{P}{P_n} \cdot \frac{\cos \phi}{\cos(\alpha - \phi)}, \quad (5.15)$$

де P_n – нормальна сила в місці контакту кульки, $P_n = 160$.

$$z = \frac{1166,7}{160} \cdot \frac{0,9962}{0,8192} = 7,3. \quad (5.16)$$

Таблиця 5.6

Залежність нормальної сили контакту залежно від діаметра кульки

$d_{ш}$, мм	11	12	14	16	20	24	28	32
P_n , Н	160	180	200	220	280	340	400	500

Отже, для передачі заданої радіальної сили необхідно 8 кульок.

5.5. Розрахунок роликової обгінної муфти

Роликові обгінні муфти застосовуються для передачі обертального моменту в одному напрямку і допускають вільне відносне обертання в протилежному. Тому їх також називають муфтами вільного ходу. Обгінні муфти застосовуються в таких пакувальних автоматах, як АО-111 і М6-ОРЕ.

Роликова обгінна муфта складається із зірочки, кільцевої обойми, роликів, пружин і штовхачів. Зірочка і обойма утворюють звужувані в одному напрямку порожнини, в яких розташовуються ролики. Як правило, обойму виконують з гладкою циліндричною поверхнею, а зірочка має плоскі зрізи, як показано на рис. 5.6.

Така конструкція є найбільш технологічною. Муфти виконують переважно із трьома або п'ятьма роликами, однак у випадку необхідності підвищеної несучої здатності при обмежених габаритах можна застосовувати більшу кількість роликів. Кожний із роликів витискається пружинками у звужувану частину порожнини.

Якщо ведучою є обойма, то муфта, зображена на рис. 5.10, може передавати обертання проти годинникової стрілки, якщо ведучою є зірочка, то — за годинниковою стрілкою. При цьому ролики заковчуються у звужувані порожнини і заклинюються між зірочкою і обоймою. При

зворотному обертанні ролики викочуються у більш широку частину порожнин і муфта розчіплюється.

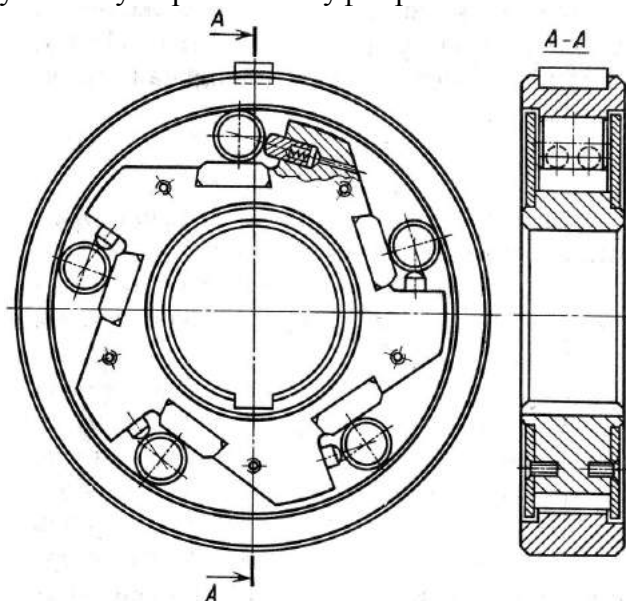


Рис. 5.6. Обгінна муфта

Переваги роликових обгінних муфт: практично повна відсутність мертвих ходів за наявності деякої кутової піддатливості, важливої для пом'якшення ударів, і майже безшумна робота.

Наближені конструктивні співвідношення для визначення діаметра d і довжини l роликів:

$$d \approx D / 8 , \quad (5.17)$$

$$l = (1,5 \dots 2) d , \quad (5.18)$$

де $D = 2R$ – діаметр робочої поверхні обойми (рис. 5.10).

Деталі обгінних муфт повинні мати високу поверхневу твердість для запобігання видавлюванню ямок. В якості матеріалів рекомендують шарикопідшипникові сталі типу ШХ15 або цементовані (при великій глибині цементації), високовуглецеві інструментальні сталі.

При роботі муфти на кожен ролик (рис. 5.7) діють дві

сили – від зірочки і від обойми (масою ролика нехтуємо). Згідно з умовою рівноваги ролика сили повинні бути направлені по одній прямій і рівні одна одній.

Для того, щоб ролик не витискався в розширену частину порожнини, сили повинні бути нахилені відносно нормалей до контактуючих поверхонь в точках контакту А і В під кутом, який не перевищує кут тертя φ .

Із рівнобедреного трикутника АОВ випливає, що сили нахилені до нормалі під кутом $\theta/2$, де θ – кут підйому профілю в точці контакту із роликом (для трикутника АОВ кут є додатковим при вершині). Таким чином, $\theta/2 < \varphi$ або $\theta < 2\varphi$.

Як правило, для роликових обгінних муфт рекомендується приймати $\theta = 7^\circ$.

Координата робочої площини корпусу муфти:

$$h = (R - d/2) \cdot \cos \theta - d/2. \quad (5.19)$$

Плече сили, яка діє на ролик:

$$a = R \sin \theta / 2.$$

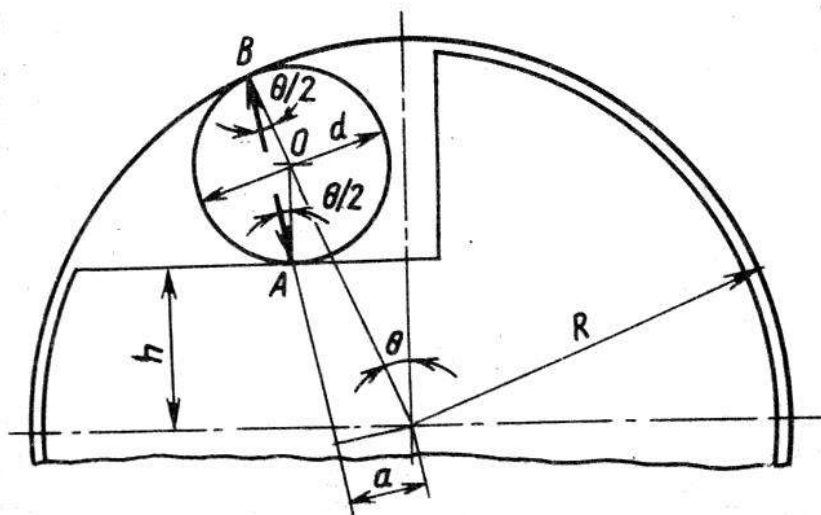


Рис. 5.7. Розрахункова схема обгінної муфти

Сила, яка діє на ролик при передачі обертового моменту T , Н·м:

$$F = \frac{10^3 T}{z R \sin \theta / 2}.$$

Найбільше контактне напруження (МПа) між роликом і зірочкою:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{2FE}{dl}} = 270 \sqrt{\frac{F}{dl}} \leq [\sigma]_H.$$

Практично при твердості поверхонь стискуваних тіл > 60 HRC_E допустиме контактне напруження $[\sigma]_H < 1500$ МПа.

При такому контактному напруженні і куті підйому профілю 7° момент (Н·м), який може передавати роликова обгінна муфта, може бути наближено визначений за емпіричною формулою:

$$T = 0,085 \cdot z \cdot d \cdot l \cdot D. \quad (5.20)$$

У формулу всі лінійні розміри підставляють у міліметрах [20].

5.6. Приклад розрахунку роликової обгінної муфти

Виконати проектний розрахунок обгінної муфти механізму періодичного переміщення транспортерної стрічки пакувального автомата пакувальної машини. Крутний момент на валу $T=4500$ Н·м.

Згідно з рекомендаціями приймаємо кількість роликів обгінної муфти рівною $z=5$.

Враховуючи (5.17) і (5.18), виражаємо значення внутрішнього діаметра D обойми муфти і довжини l ролика через діаметр d ролика:

$$D = 8d; \quad l = 2d.$$

Підставивши значення кількості роликів z , внутрішнього діаметра D обойми муфти і довжини l ролика, а також крутний момент T у емпіричну формулу (5.20), визначаємо діаметр d ролика:

$$4500 = 0,085 \cdot z \cdot d \cdot 2d \cdot 8d = 6,8d^3.$$

$$\text{Звідки } d = \sqrt[3]{\frac{4500}{6,8}} = 8,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр ролика $d=10$ мм.

За (5.17) і (5.18) внутрішній діаметр обойми муфти $D=80$ мм, $l=20$ мм.

Приймаючи згідно з рекомендаціями значення кута підйому профілю в точці контакту із роликом $\theta=7^\circ$, за формулою (5.19) визначаємо координату робочої площини корпусу муфти:

$$h = \left(40 - \frac{20}{2} \right) \cdot \cos 7^\circ - \frac{20}{2} = 19 \text{ мм.}$$

Далі за отриманими основними конструктивними параметрами обгінної муфти виконуємо побудову її електронної моделі (рис. 5.8).

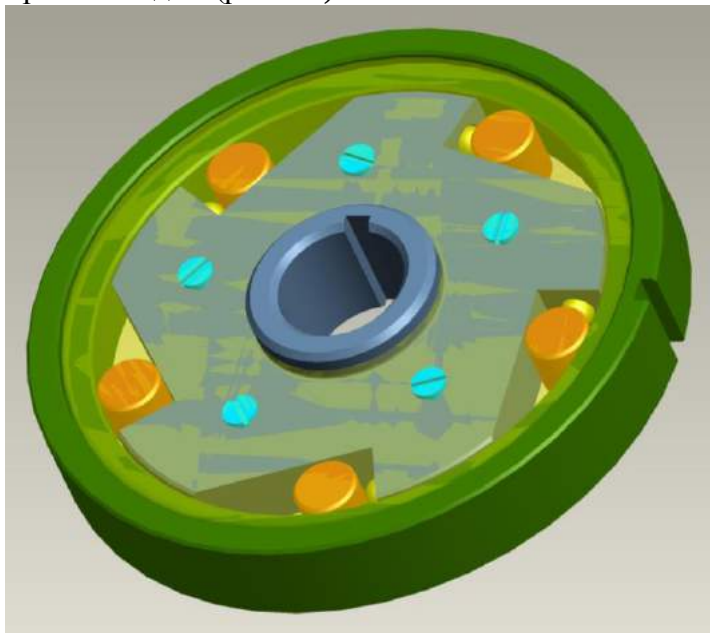


Рис. 5.8. Електронна модель обгінної муфти

6. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ОРІЄНТУВАННЯ І ПОДАЧІ ШТУЧНИХ ВИРОБІВ

Штучні вироби, які подаються транспортною системою до пакувальних автоматів, повинні бути зорієнтовані відносно їх функціональних механізмів. Для орієнтації виробів переважно застосовують орієнтуючі канали, які можуть бути прямолінійними і криволінійними. Вхідна ділянка орієнтуючих каналів виконується розширеною для безперешкодного заходу виробів в канал. Стінки каналу є напрямними для виробів.

6.1. Розрахунок основних параметрів пристроїв орієнтування виробів у прямолінійних каналах

Основними параметрами орієнтування виробів при переміщенні вздовж прямолінійних напрямних є:

- час орієнтування виробу;
- шлях орієнтування виробу;
- швидкість переміщення орієнтованого виробу при орієнтуванні.

Орієнтування виробів при переміщенні вздовж напрямної відбувається за три етапи (рис. 6.1):

I етап починається з моменту дотику виробу з направляючою (позиція I) і закінчується моментом, коли виріб орієнтовано вздовж напрямної (позиція II). При цьому в загальному випадку виріб здійснює складний рух – поступальне переміщення вздовж напрямної і одночасний поворот навколо точки дотику виробу з напрямною.

II етап починається з позиції II і закінчується моментом, коли виріб починає повертатися навколо точки перегину напрямних (позиція III). На цьому етапі виріб рівномірно поступально переміщається вздовж напрямної.

III етап починається з позиції III і закінчується

моментом, коли виріб повністю входить в ділянку каналу постійної ширини (позиція IV). На цьому етапі виріб в загальному випадку здійснює поступальне переміщення і поворот навколо точки перегину напрямної.

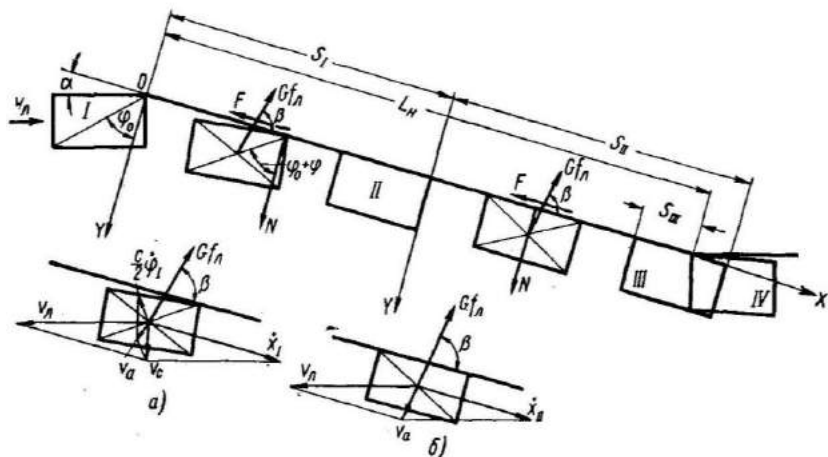


Рис.6.1. Схема етапів орієнтування виробів уздовж прямолінійних напрямних

Розміри орієнтуючого каналу на ділянці постійної ширини повинні визначатися з умов проходження виробів без заклинювання і втрати орієнтації [10].

6.1.1. Визначення шляху і тривалості орієнтування виробів у прямолінійних каналах

Розглянемо I етап статичного орієнтування виробів при переміщенні стрічковим транспортером вздовж прямолінійної напрямної.

Виберемо систему координат XOY таким чином (рис. 6.1), щоб вісь XY була спрямована вздовж напрямної і початок координат знаходився в точці O дотику виробу із напрямною, коли виріб займає положення паралельно до напрямку руху. Вважаємо, що маса виробу зосереджена в його центрі маси.

Позначимо вагу виробу G , коефіцієнт тертя виробу

по стрічці транспортера f_{λ} . Сила тертя виробу по стрічці транспортера Gf_{λ} , прикладена до центра маси виробу, спрямована прямо протилежно вектору v_a швидкості переміщення центра ваги виробу по стрічці транспортера і становить з направляючою кут β .

На рис. 6.1, а показано складання векторів швидкостей x_1 і u_{λ} (у зверненому русі), у результаті якого отримано вектор швидкості v_c . Складаючи останній з вектором швидкості $\frac{c}{2}\phi_1$ при повороті виробу, отримуємо вектор v_a швидкості переміщення центра ваги виробу по стрічці транспортера.

Позначимо ϕ_0 кут відхилення діагоналі виробу від осі ОУ у вихідному положенні і $\phi_0 + \phi$ кут відхилення діагоналі виробу від осі ОУ при повороті його відносно точки дотику виробу з напрямною, що рухається поступально вздовж напрямної зі швидкістю x_1 , що є переносною швидкістю. При орієнтуванні виріб одночасно з поступальним переміщенням здійснює поворот навколо цієї точки з кутовою швидкістю ϕ_1 .

Діагональ виробу

$$c = \sqrt{l^2 + b^2},$$

де l і b - відповідно розміри довгої і короткої сторін виробу. Для виробу, орієнтованого уздовж довгої сторони, кут ϕ_0 визначається з формули

$$\phi_0 = 90^\circ - \left(\alpha + \arctg \frac{b}{l} \right), \quad (6.1)$$

де α кут між стороною виробу і спрямовуючої у вихідному положенні.

Кут ϕ_1 повороту виробу від вихідного положення в кінці I етапу залежить від співвідношення кутів β і ϕ_0 . Приймаємо

наближено величину кута β постійною і рівною півсумі значень його на початку і наприкінці етапу. Якщо $\beta > 90^\circ - \phi_0$, то виріб повертається за годинниковою стрілкою і $\phi_0 = \alpha$. Якщо $\beta < 90^\circ - \phi_0$, можливий поворот виробу за годинниковою стрілкою або проти годинникової стрілки.

В останньому випадку $\phi_1 = 180^\circ - \alpha$. Умова можливості повороту виробу проти годинникової стрілки визначиться з рівняння моментів сил (нормальної реакції N і сили тертя F), що діють на виріб, щодо осі, що проходить через його центр маси наступною нерівністю:

$$Gf_{\text{л}} \frac{c}{2} \sin \beta \sin \phi_0 < f_6 Gf_{\text{л}} \frac{c}{2} \sin \beta \cos \phi_0,$$

звідки після спрощення отримаємо

$$\operatorname{tg} \phi_0 < f_6. \quad (6.2)$$

Оскільки $\phi_0 = 90^\circ - \left(\alpha + \operatorname{arctg} \frac{b}{l} \right)$, умова повороту виробу проти годинникової стрілки запишеться так:

$$\alpha > 90^\circ - \operatorname{arctg} \frac{b + f_6 l}{l - f_6 b}. \quad (6.3)$$

В іншому випадку буде мати місце поворот виробу за годинниковою стрілкою.

Прийmemo на I етапі швидкість поступального руху вздовж напрямної постійною і рівною:

$$\dot{x}_I = v_{\text{л}} \cos \alpha \quad (6.4)$$

З трикутника швидкостей (див. рис. 6.1, а):

$$\frac{v_c}{\frac{c}{2} \dot{\phi}_I} \approx \frac{v_A \sin \alpha}{\frac{c}{2} \dot{\phi}_I} = \frac{\sin(\beta + \phi_0 + \phi)}{\cos \beta},$$

звідки кутова швидкість повороту виробу на I етапі дорівнює:

$$\dot{\phi}_I = \frac{2v_{\text{л}} \sin \alpha \cos \beta}{c \sin(\beta + \phi_0 + \phi)}. \quad (6.5)$$

Час орієнтування (за умови, що кут β постійний) визначиться інтегруванням рівняння після розділення змінних:

$$t_I = \frac{c}{2v_{\alpha} \sin \alpha \cos \beta} \int_0^{\phi_I} \sin(\beta + \phi_0 + \phi) d\phi =$$

$$= \frac{c}{2v_{\alpha} \sin \alpha \cos \beta} [\cos(\beta + \phi_0) - \cos(\beta + \phi_0 + \phi)].$$

Шлях орієнтування на I етапі:

$$s_I = \dot{x}_I t_I. \quad (6.7)$$

На рис. 6.1 представлена схема сил, що діють на виріб на II етапі. Напишемо рівняння руху виробу вздовж напрямної в наступному вигляді:

$$m\ddot{x}_{II} = Gf_{\alpha} (\cos \beta - f_6 \sin \beta)$$

Приймемо, що виріб вздовж прямолінійної напрямної рухається рівномірно. Тоді:

$$\beta = \arctg \frac{1}{f_6}. \quad (6.8)$$

З трикутника швидкостей (див. рис. 6.1, б) маємо:

$$\frac{\dot{x}_{II}}{v_{\alpha}} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta},$$

звідки швидкість переміщення виробу вздовж направляючої на II етапі:

$$\dot{x}_{II} = v \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta}. \quad (6.9)$$

Шлях переміщення виробу на II етапі дорівнює:

$$s_{II} = L_n - s_I + \frac{1}{2} - l_I, \quad (6.10)$$

де L_n – довжина направляючої вхідної ділянки каналу від точки дотику виробу з напрямною на початку I етапу до кінця вхідної ділянки каналу;

l_I – відстань від кінця вхідної ділянки каналу до центра

маси виробу в положенні, при якому починається III етап:

$$l_I = \frac{b}{2} \operatorname{ctg} \beta = f_6 \frac{b}{2}. \quad (6.11)$$

Час орієнтування виробу на II етапі:

$$t_{II} = \frac{s_{II}}{\dot{x}_{II}} = \frac{\left[L_n - s_I + \frac{1}{2}(l - f_6 b) \right] \sin \beta}{v_n \sin(\beta - \alpha)} \quad (6.12)$$

Для наближеного визначення параметрів орієнтування на III етапі прийемо швидкість ковзання виробу вздовж осі ОХ на III етапі постійною і рівною півсумі швидкостей на початку та наприкінці III етапу, тобто:

$$\dot{x}_{III} = \frac{\dot{x}_{II} + v_n}{2}. \quad (6.13)$$

Шлях орієнтування виробу на цьому етапі:

$$s_{III} = \frac{1}{2}(l + f_6 b). \quad (6.14)$$

Тоді час орієнтування на III етапі:

$$t_{III} - \frac{s_{III}}{\dot{x}_{III}} = \frac{l + f_6 b}{\dot{x}_{II} + v_n}. \quad (6.15)$$

6.1.2. Визначення геометричних розмірів прямолінійних орієнтуючих каналів

Для випадку, коли кут орієнтування $\phi_I = \alpha$, мінімально необхідна довжина напрямної на вхідній ділянці каналу:

$$L_n = s_I; \quad (6.16)$$

для випадку, коли кут орієнтування дорівнює $\phi_I = 180^\circ - \alpha$,

$$L_n = s_I + \frac{1}{2}(l + f_6 b). \quad (6.17)$$

Щоб запобігти заклинюванню виробу при вході в ділянку каналу постійної ширини, ширина каналу B

повинна визначатися з таких міркувань. Для початку повороту виробу на III етапі необхідно, щоб

$$B > \frac{1}{2}(l - f_6 b) \sin \alpha + b \cos \alpha. \quad (6.18)$$

Для збереження виробом заданої орієнтації на ділянці каналу із постійною шириною, ширина каналу повинна бути меншою, ніж діагональ виробу і, в той же час відповідати умові:

$$B \geq a + \Delta + h, \quad (6.19)$$

де B – ширина каналу;

a – розмір сторони виробу, розташованої поперек напрямку руху;

Δ – допустима величина відхилення розміру виробу від номіналу;

h – допуск на виготовлення орієнтуючого каналу.

Заклинювання виробу при переміщенні у каналі постійної ширини можливе у випадку, якщо кут χ між діагоналлю виробу й нормаллю до напрямної буде менше, ніж кут тертя. В граничному випадку:

$$\chi = \rho = \arctg f_6 \quad (6.20)$$

Для запобігання заклинювання виробу в каналі на ділянці постійної ширини необхідним є виконання умови:

$$B < c \cdot \cos \rho \quad (6.21)$$

або після підстановки значення ρ [10]:

$$B < \frac{c}{\sqrt{1 + f_6^2}}. \quad (6.22)$$

6.2. Розрахунок вакуумних захватів

Вакуумні захвати є основним функціональним пристроями технологічних машин для групового пакування штучних виробів. На рис. 6.2 показана машина для вкладання наповнених закупорених скляних консервних банок у картонні ящики.

Банки, які поступають на стрічковий транспортер машини, проходять через блокуючі зірочки і по чотири або три штуки в ряді (залежно від типорозміру банок)

потрапляють під штовхач, який зіштовхує їх на стіл накопичувача.

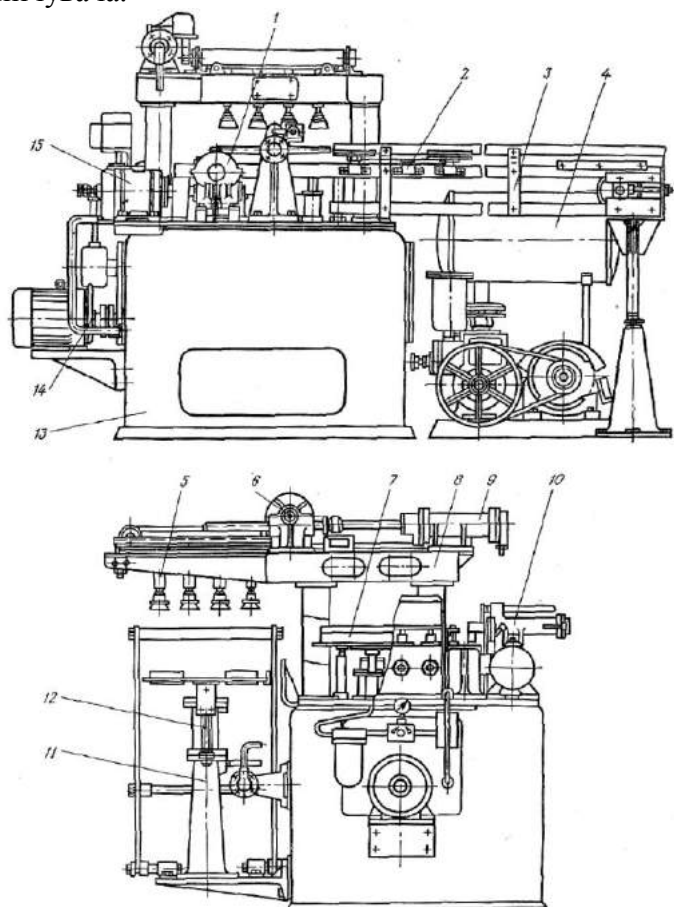


Рис. 6.2. Машина БУМС-2 для вкладання скляних банок у картонні ящики: 1 – пристрій блокування банок на транспортері; 2 – механізм блокування банок; 3 – транспортер; 4 – електрошафа; 5 – візок; 6 – механізм переміщення візка; 7 – накопичувач; 8 – каркас; 9 – гідроциліндр; 10 – штовхач; 11 – механізм зіштовхування ящика; 12 – механізм піднімання ящика; 13 – станина; 14 – гідропривод; 15 – привод транспотрера і накопичувача

Після чотирьох (трьох) ходів штовхача, коли на столику накопичувача перебуває шістнадцять (або дев'ять) банок (візок у цей час знаходиться у початковому положенні над накопичувачем), останнім рядом банок, що зіштовхуються, дається команда на піднімання столика накопичувача й захоплення банок вакуум-захватами.

Після цього банки переміщуються візком у положення завантаження їх у ящики. При досягненні візком крайнього положення (положення завантаження банок у ящик) столик з ящиком піднімається і банки, що втримуються вакуумними захватами, всаковуються в ящик.

Основним завданням розрахунку вакуумних захватів є визначення достатньої підйомної сили.

Розрахункова схема центрального круглого вакуумного захвата представлена на рис. 6.3.

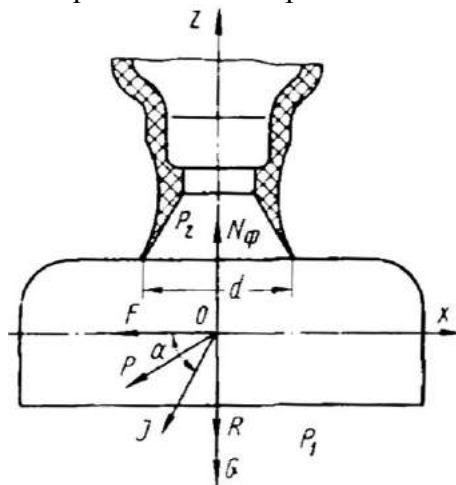


Рис. 6.3. Схема дії сил у вакуумному захваті

Силами, які прагнуть перемістити виріб відносно захвата, є вага виробу, сили інерції та опору повітря. Крім того, на виріб діє сила реакції захоплення. При захопленні деяких харчових продуктів поверхня їх здатна прилипати

до поверхні захвата (наприклад, у мармеладу), тому виникають сили адгезії захоплюваного виробу із захватом, які сприяють утриманню виробу.

Значення сили опору повітря P в розрахунок не беремо, зважаючи на її малість. Моментами, що виникають від дії сил опору та інерційних сил, нехтуємо через дуже малі дійсні значення плечей прикладання зусиль.

Теоретичну підйомну силу N_T вакуумного захвата з круглим поперечним перерізом можна підрахувати за формулою:

$$N_T = \frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2), \quad (6.23)$$

де N_T – теоретична підйомна сила захоплення в Н;

p_1 – тиск навколишнього середовища в Па;

p_2 – тиск розрідженого повітря в захопленні в Па;

d – діаметр поперечного перерізу вакуумного захвата в місці зіткнення з виробом у м.

Оскільки захвати можуть мати не тільки круглу форму зрізу, а еластичні круглі захвати втрачають форму, то доцільно формулу (6.23) записати в наступному вигляді:

$$N_T = S(p_1 - p_2), \quad (6.24)$$

де S – площа, обмежена внутрішнім контуром вакуумного захвата в місці контакту з виробом, м².

Значення дійсної підйомної сили вакуумних захватів відрізняється від теоретичного за певного значення вакууму в порожнині захватів. Тому у формулу для підрахунку підйомної сили вводимо поправочний коефіцієнт $k_1 < 1$, який залежить від конструкції захвата, характеру захоплюваної поверхні, величини вакууму в порожнині захвата та інших факторів.

Тоді:

$$N_\phi = k_1 N_T, \quad (6.25)$$

де N_ϕ – фактична підйомна сила захоплення;

k_1 – експериментально визначений коефіцієнт, який враховує розбіжність між фактичною і теоретичною підйомними силами.

Для надійного утримання виробу необхідно, щоб було дотримано умову

$$N_{\phi} > (G + I \sin \alpha).$$

Цю умову можна виразити рівнянням:

$$k_1 N_T = k_2 (G + I \sin \alpha), \quad (6.26)$$

де G - вага виробу;

I – інерційна сила, що виникає при переміщенні захвата;

k_2 – коефіцієнт надійності утримання виробу в площині, перпендикулярній до площини контакту захвата з виробом.

Рівняння (6.26) є умовою утримання виробу в напрямку, перпендикулярному до площини контакту захвата з поверхнею виробу.

Розглянемо сили, що діють в площині дотику захоплення з поверхнею виробу.

Сила тертя утримує виріб від зсувних зусиль у розглянутій площині при його переміщенні. Вона виникає від дії нормальної сили, величина якої в даному випадку дорівнює різниці

$$N_{\phi} - (G + I \sin \alpha).$$

Значення сили тертя визначається за формулою:

$$F = \mu [N_{\phi} - (G + I \sin \alpha)], \quad (6.27)$$

де F – сила тертя ковзання між виробом і захватом;

μ – коефіцієнт тертя між матеріалом захоплення і матеріалом захоплюваного виробу.

Для надійного утримання виробу від зрушування необхідно, щоб

$$F > I \cos \alpha;$$

цю умову можна записати в такому вигляді:

$$F = k_3 I \cos \alpha, \quad (6.28)$$

де k_3 - коефіцієнт надійності утримання виробу в площині контакту захвата з поверхнею виробу.

Рівняння (6.28) є умовою утримання виробу в площині контакту захвата з поверхнею виробу. З наведених рівнянь визначимо різницю тисків навколишнього середовища p_1 і розрідженого повітря у захопленні p_2 , при котрій захоплюваний виріб буде надійно утримуватися. Для цього в рівняння (6.27) підставимо значення N_ϕ з рівняння (6.25) з урахуванням виразу (6.24).

Тоді

$$F = \mu \left[k_1 S (p_1 - p_2) - (G + I \sin \alpha) \right]. \quad (6.29)$$

З рівняння (6.26) слідує:

$$G + I \sin \alpha = \frac{k_1 S (p_1 - p_2)}{k_2}.$$

Підставимо цей вираз у формулу (6.29), тоді:

$$F = \mu \left[k_1 S (p_1 - p_2) - \frac{k_1 S (p_1 - p_2)}{k_2} \right]. \quad (6.30)$$

Підставивши значення F з формули (6.28) у ліву частину рівняння (6.30), отримуємо:

$$k_3 I \cos \alpha = \mu k_1 S (p_1 - p_2) - \mu \frac{k_1}{k_2} S (p_1 - p_2),$$

звідки:

$$p_1 - p_2 = \frac{I \cos \alpha}{\mu S} \cdot \frac{k_3}{k_1 \left(1 - \frac{1}{k_2} \right)}. \quad (6.31)$$

Для рівних умов надійності утримання виробу при його відриванні від захоплення і зрушуванні щодо захоплення прийемо, що $k_2 = k_3 - k$.

Тоді рівняння (6.31) набуде наступного вигляду:

$$p_1 - p_2 = \frac{I \cos \alpha}{\mu S} \cdot \frac{k^2}{k_1 (k - 1)}. \quad (6.32)$$

Якщо за умовами роботи вакуумного захоплення зсувне зусилля відсутнє, що може мати місце, наприклад, в захопленнях, що працюють тільки на підйом виробу, то необхідна різниця тисків p_1 і p_2 визначиться з рівнянь (6.24) і (6.26) у наступному вигляді:

$$p_1 - p_2 = \frac{G + \dot{I} \sin \alpha}{S} \cdot \frac{k}{k_1}. \quad (6.33)$$

З рівнянь (6.32) і (6.33) видно, що сили, які протидіють силам, які прагнуть відірвати виріб від захвата і зрушити його відносно площини захвата, пропорційні площі S , що обмежена внутрішнім контуром вакуумного захвата в місці контакту з виробом, коефіцієнту k_1 , а за наявності сил зрушення і коефіцієнту тертя μ .

Для розрахунку елементів вакуумної системи і підбору вакуум-насоса пакувального автомата з вакуумними захватами потрібно знати, яка кількість повітря за одиницю часу проходить через систему. Цикл роботи більшості укладальних пристроїв з вакуумними захватами складається із переміщення захватів до виробів, опускання їх на вироби, присмоктування виробів, перенесення їх до механізмів пакування і відпускання.

Для підрахунку циклової витрати повітря пакувального автомата може служити формула:

$$Q_u = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

де Q_u – витрата повітря за час одного циклу роботи пристрою з вакуумними захватами укладального автомата;
 Q_1 – витрата повітря через жиклери вакуумних захватів за час, протягом якого вони відкриті;

Q_2 – витрата повітря за час одного циклу через нещільності в з'єднаннях елементів вакуумної системи укладального автомата, (визначається експериментально);

Q_3 – витрата повітря через матеріал виробу і через нещільність між виробом і захватом (визначається

експериментально).

Для розрахунку складової Q_1 циклової витрати повітря розглянемо витікання газу через малий отвір жиклера перетином f вакуумного захвата з області з високим (атмосферним) тиском p_1 в область низького тиску p_2 . При зменшенні тиску p_2 швидкість витікання газу безперервно збільшується до тих пір, поки швидкість витікання через отвір не стає рівною швидкості звуку. Це досягається при певному значенні відношення $\frac{p_2}{p_1}$, яке

отримало назву критичного.

Подальше зменшення p_2 не призводить до збільшення швидкості газу, яка надалі залишається постійною.

Потік газу, що проходить через переріз при $\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр}$, виражається формулою:

$$Q = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{kT_1}{m_2}} r^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1-r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} p_1 f,$$

де $r = \frac{p_2}{p_1} \leq 1$;

f – площа перерізу отвору;

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v};$$

k – стала Больцмана;

m_2 – маса молекули газу;

T_1 – абсолютна температура в області з тиском p_1 .

Для повітря при 20°C $\gamma = 1,403$; $T_1 = 293^\circ\text{K}$.

$$Q = 76,6 r^{0,712} \sqrt{1-r^{0,288}} p_1 f.$$

У цій формулі Q в ммрт.ст.·л/с; p – в

ммрт. ст.; f – в см^2 .

Максимальне значення Q буде при

$$r_{кр} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}};$$

для повітря $r_{кр} = 0,525$.

Потік газу Q являє собою, по суті, об'ємну витрату, приведену до одиничного тиску:

$$Q = Q_1 p_2,$$

де Q_1 – кількість газу, що проходить через переріз в одиницю часу, виміряний при тиску p_2 ; звідси при $0,52 \leq r \leq 1$:

$$Q_1 = 76,6 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,712} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,288}} \cdot \frac{f}{p_1}.$$

До вакуумної системи автомата входить ресивер, об'єм якого необхідно розрахувати.

Для визначення залежності між продуктивністю вакуум-насоса і об'ємом ресивера пакувального автомата прийемо, що час повного циклу роботи вакуумної системи становить τ_1 хв., з яких робочий час становить τ_2 хв. Продуктивність вакуум-насоса позначимо G_1 кг/хв., а кількість споживаного вакуумною системою повітря в процесі її роботи G_2 кг/хв. За умовами, поставленим вище, $G_2 > G_1$. Таким чином, для забезпечення роботи системи вакуумний насос повинен відкачати загальну кількість повітря

$$G_1 \tau_1 = G_2 \tau_2. \quad (6.34)$$

Якщо нормальний робочий тиск у ресивері повинен бути p , причому

$$p = \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2},$$

де $p_{\max}$ і $p_{\min}$ – відповідно допустимі граничні значення тиску в ресивері, то допустиме зменшення тиску буде:

$$p_{\max} - p_{\min} = \Delta p.$$

Рахуючи для спрощення температуру повітря в ресивері постійною, визначимо додаткову витрату повітря з нього за час роботи системи, для чого всі члени останнього рівняння помножимо на величину $\frac{V}{RT}$,

де V – об'єм ресивера в м^3 ;

R – газова постійна повітря;

T – абсолютна температура повітря в ресивері:

$$\frac{Vp_{\max}}{RT} - \frac{Vp_{\min}}{RT} = \frac{V\Delta p}{RT} = G_{\text{дон}}.$$

Ця додаткова кількість повітря $G_{\text{дон}}$ показує різницю витрати і відкачки повітря в ресивері протягом τ_2 , отже,

$$\frac{V\Delta p}{RT} = (G_2 - G_1) \cdot \tau_2,$$

звідки об'єм ресивера:

$$V = \frac{(G_2 - G_1)}{\Delta p} \tau_2 RT, \text{ м}^3.$$

Або, підставляючи замість G_2 його значення з рівняння (6.34), отримуємо

$$V = \frac{G_1(\tau_1 - \tau_2)RT}{\Delta p} \text{ м}^3,$$

де $\tau_1 - \tau_2$ – час відновлення тиску в ресивері [10].

ЧАСТИНА II

РОЗРАХУНОК СПЕЦІАЛЬНИХ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПАКУВАЛЬНИХ МАШИН

7. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ФАСУВАННЯ РІДКИХ І ПАСТОПОДІБНИХ ПРОДУКТІВ

Технологічний процес пакування рідких і пастоподібних продуктів передбачає фасування у тару із подальшим її закупоренням. Фасування рідких продуктів здійснюється ізобаричними, ізонадбарометричними або вакуумними фасувальними пристроями із відмірюванням дози за рівнем або об'ємом. У першому випадку доза відмірюється за заданим рівнем по висоті тари. У другому випадку у конструкції фасувального пристрою передбачена спеціальна мірка визначеного об'єму, якою і відмірюється потрібна величина дози. Пастоподібні продукти дозуються поршневыми дозаторами.

7.1. Розрахунок коефіцієнта витрат фасувального пристрою

Основним параметром, який характеризує фасувальний пристрій для рідких продуктів, є час дозування, який визначає продуктивність фасувальної машини. Коефіцієнт витрати фасувального пристрою залежить від геометрії його зливного тракту.

Час наповнення тари рідиною при фасуванні за рівнем визначається із рівняння:

$$\tau = \frac{W}{\mu \omega \sqrt{2gH}}, \quad (7.1)$$

де μ — коефіцієнт витрати зливного тракту фасувального пристрою;

ω — площа отвору витікання рідини;

H — відстань від отвору витікання до вільної поверхні рідини.

Час наповнення тари рідиною при дозуванні за об'ємом:

$$\tau = \frac{2W}{\mu\omega\sqrt{2gH}}. \quad (7.2)$$

Коефіцієнт витрати μ зливного тракту фасувального пристрою в загальному випадку рівний:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \zeta}}, \quad (7.3)$$

де $\sum \zeta$ – сумарний коефіцієнт опору.

Припустивши, що у фасувальних пристроях різних конструкцій коефіцієнт витрати залежить тільки від геометрії зливного тракту, сумарну втрату напору в каналі можна визначати простим сумуванням втрат напору в окремих місцевих опорах (принцип накладання втрат, або суперпозиція).

Відповідно до такого методу складається суперпозиційна схема зливного тракту фасувального пристрою, горизонтальні розміри якої відповідають числовим значенням площі ω_i вибраних живих січень тракту, що розраховуються за формулою:

$$\omega_i = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_i^2), \quad (7.4)$$

де D_i^2 — діаметр зливного каналу в даному січенні;

d_i^2 — діаметр повітрявідвідної трубки.

По вертикалі суперпозиційної схеми відкладаються дійсні лінійні розміри між прийнятими січеннями зливного тракту.

Складена таким чином суперпрозиційна схема зливного тракту фасувального пристрою є сукупністю конфузоров і дифузоров, для яких розраховуються коефіцієнти місцевих опорів.

Відомо, що коефіцієнт витрати гідравлічної системи є функцією сумарних втрат напору в зливному тракті.

Запишемо рівняння для цих втрат:

$$h_{\omega} = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g} + \dots + \zeta_n \frac{v_n^2}{2g}, \quad (7.5)$$

де $\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_n$ — коефіцієнти відповідних місцевих опорів для суперпозиційної схеми зливного тракту фасувального пристрою;

$v_1, v_2, \dots, v_n$ — відповідно, середні швидкості руху рідини за місцевими опорами і на виході із фасувального пристрою.

Виразимо середні швидкості в окремих місцевих опорах через середню швидкість витікання рідини на виході із фасувального пристрою. Для цього скористаємося рівнянням неперервності потоку, яке можна записати у вигляді:

$$v_1 \cdot \omega_1 = v_2 \cdot \omega_2 = v_3 \cdot \omega_3 = \dots = v_n \cdot \omega_n = Q, \quad (7.6)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$ — розрахункові січення суперпозиційної схеми зливного тракту фасувального пристрою;

Q — витрата рідини фасувальним пристроєм.

Таким чином, попередній вираз можна представити у вигляді:

$$h_{\omega} = \left(\zeta_1 \left(\frac{\omega_n}{\omega_1} \right)^2 + \zeta_2 \left(\frac{\omega_n}{\omega_2} \right)^2 + \dots + \zeta_{n-1} \left(\frac{\omega_n}{\omega_{n-1}} \right)^2 + \zeta_n \right) \frac{v_n^2}{2g}. \quad (7.7)$$

З урахуванням попереднього виразу формула для визначення коефіцієнта витрати фасувального пристрою набуде вигляду:

$$\mu_{\text{супер}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_1 \left(\frac{\omega_n}{\omega_1} \right)^2 + \zeta_2 \left(\frac{\omega_n}{\omega_2} \right)^2 + \dots + \zeta_{n-1} \left(\frac{\omega_n}{\omega_{n-1}} \right)^2 + \zeta_n}}. \quad (7.8)$$

Слід відмітити, що при складанні суперпозиційних схем не можна врахувати втрати напору, які зумовлені

можливою деформацією епюр швидкостей за місцевими опорами, вплив на величину сумарних втрат конструкції зливного клапана дозатора, а також вплив ступеня турбулентності потоку в зливному тракті.

Тому дійсні значення коефіцієнтів витрати завжди менші від розрахункових, тобто:

$$\mu_{\text{дійсн}} = C \mu_{\text{супер}}, \quad (7.9)$$

де $C < 1$ – стала для даного зливного тракту.

Дослідження Д. А. Яролинського показали, що для розрахунку коефіцієнта витрати фасувальних пристроїв із достатньою точністю (5-6%) можна приймати $C = 0,77 \div 0,87$.

Коефіцієнт місцевого опору конфузора (рис.7.1) можна визначити за формулою:

$$\zeta_i = k \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (7.10)$$

де k — коефіцієнт, який враховує втрати напору в конфузорі порівняно із втратами напору при раптовому звуженні;

ε — коефіцієнт стискання.

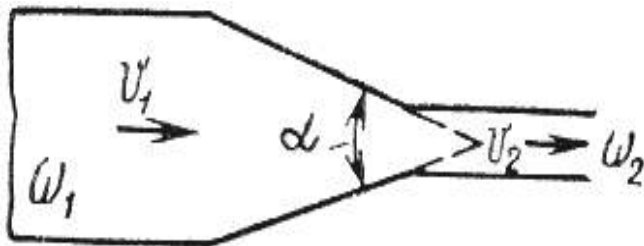


Рис. 7.1. Конфузор

Коефіцієнт k залежить від кута α сходження конфузора і визначається за наведеним на рисунку 7.2 графіком.

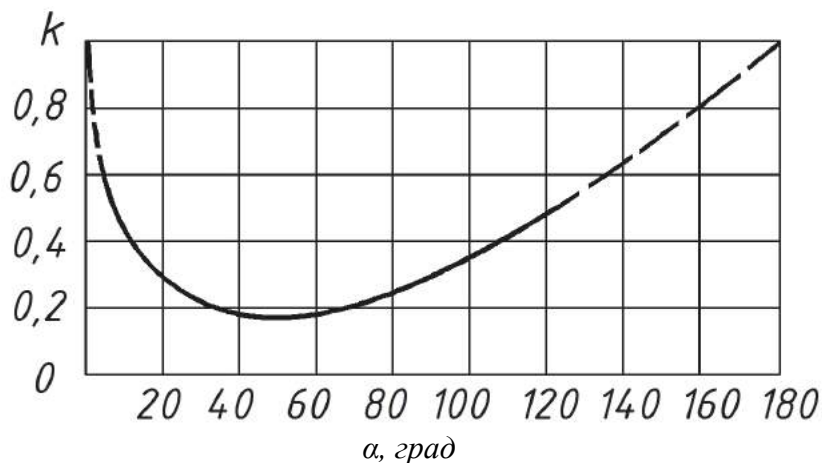


Рис. 7.2. Залежність коефіцієнта k від кута α сходження конфузора

Значення коефіцієнта стискання ε визначають із таблиці 7.1.

Таблиця 7.1

Значення коефіцієнта стискання ε

$\frac{\omega_i}{\omega_{i-1}}$	ε	$\frac{\omega_i}{\omega_{i-1}}$	ε
0,01	0,611	0,6	0,662
0,1	0,612	0,7	0,687
0,2	0,616	0,8	0,722
0,3	0,622	0,9	0,781
0,4	0,633	1,0	1
0,5	0,644		

Коефіцієнт місцевого опору дифузора (рис. 7.3) визначають залежно від втрат напору на раптове розширення:

$$\xi_{\text{диф}} = k_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} - 1 \right)^2, \quad (7.11)$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує втрати напору в дифузорі порівняно із втратами напору при раптовому розширенні із тим же співвідношенням січень з'єднаних труб.

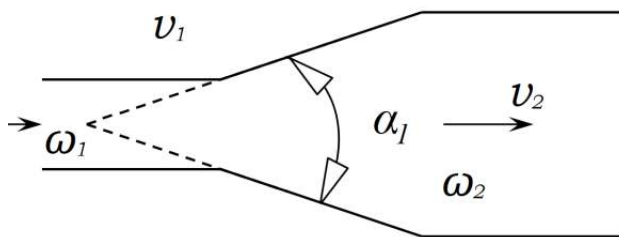


Рис. 7.3. Дифузор

Коефіцієнт k_1 залежить від кута конусності α_1 .

Таблиця 7.2

Значення коефіцієнта k_1 залежно від кута α_1

α_1	k_1	α_1	k_1	α_1	k_1
2	0,03	30	0,50	60	0,87
4	0,07	32	0,53	62	0,88
6	0,10	34	0,56	64	0,90
8	0,14	36	0,59	66	0,91
10	0,17	38	0,62	68	0,93
12	0,21	40	0,64	70	0,94
14	0,24	42	0,67	72	0,95
16	0,28	44	0,69	74	0,96
18	0,31	46	0,72	76	0,97
20	0,34	48	0,74	78	0,98
22	0,37	50	0,77	80	0,98
24	0,41	52	0,79	82	0,99
26	0,44	54	0,81	84	0,99
28	0,47	56	0,83	86	1,00

Зважаючи на малу величину, коефіцієнтом місцевого опору на виході фасувального пристрою, як правило, можна знехтувати.

7.2. Розрахунок часу наповнення тари рідиною

На стадії проектування фасувальних пристроїв їх розрахунок зводиться до визначення тривалості формування дози і наповнення споживчої тари при додержанні вимог технологічного процесу.

Загалом тривалість наповнення рідиною тари або мірної ємності можна визначити:

$$t = \frac{W}{\Pi},$$

де W — об'єм дози продукції як в споживчій тарі, так і в мірній ємності, м^3 ;

Π — пропускна здатність рідинних трактів для наповнення як тари, так і мірної ємності, $\text{м}^3/\text{с}$.

Визначення пропускної здатності рідинного тракту при наповненні споживчої тари рідиною залежить від гідравлічної схеми, прийнятої для даного дозувального пристрою. Існуючі конструктивні схеми пристроїв дозування умовно можна представити чотирма характерними гідравлічними схемами (рис. 7.4).

Перша схема характеризується переміщенням рідини із витратного резервуара в пляшку зі сталою швидкістю. Така умова фасування забезпечується підтримуванням постійного значення рівня рідини у витратному резервуарі і конструктивним виконанням дозувального пристрою (дозувальний пристрій з короткою рідинною трубкою або без рідинної трубки).

У другій схемі рідина переміщається з мірної ємності в пляшку зі змінною швидкістю. Конструктивне виконання дозувального пристрою подібне до такого в першій схемі. Несталий режим руху рідини характеризується зміною

напору рідини від Z_1 , до Z_2 (рис. 7.4, б).

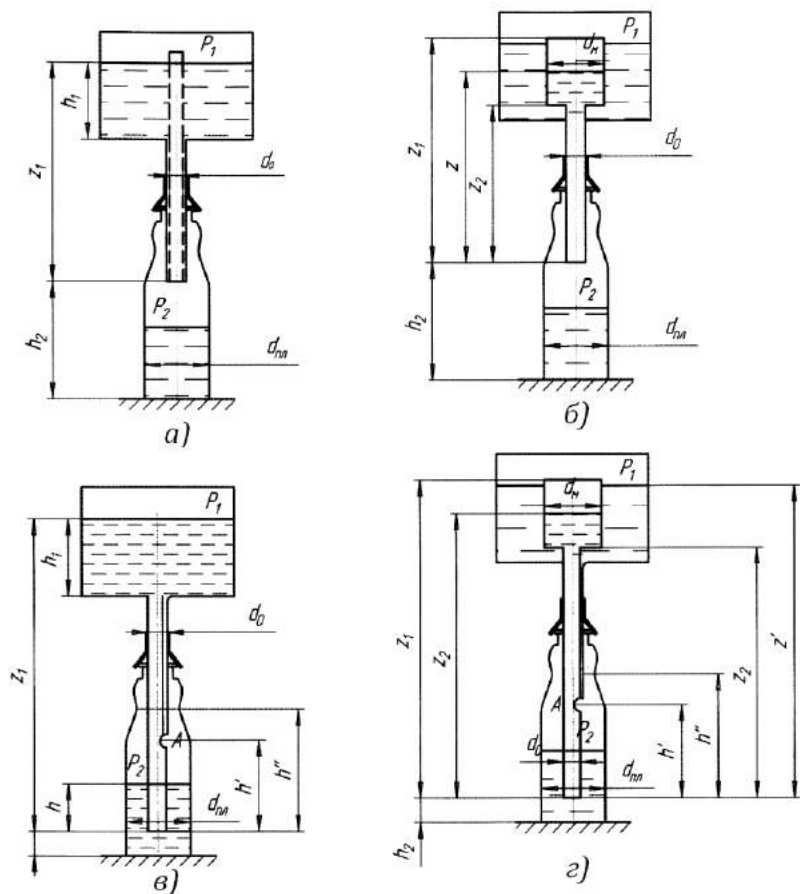


Рис. 7.4. Гідравлічні схеми дозувально-фасувальних пристроїв для рідин

Характерною особливістю третьої і четвертої схем є застосування в дозувальних пристроях довгої зливної трубки. Режим руху рідини є несталим. За цими схемами наповнення пляшки здійснюється в кілька етапів:

- *перший* — наповнення пляшки рідиною до рівня h_2 ,

тобто до нижнього поперечного зрізу рідинної трубки (третя схема характеризується сталим режимом переміщення рідини, так як рівень рідини у витратному резервуарі підтримується на одному рівні, а четверта схема — змінним, так як зменшується рівень рідини у мірній ємності);

• *другий* — наповнення пляшки рідиною до рівня $(h_2 + h')$, тобто до розташування повітряної трубки. Режим переміщення рідини змінний, так як і в третій, і в четвертій гідравлічній схемах змінюється загальна висота напору рідини (з рідинної трубки рідина вливається в продукцію, збільшуючи значення h і зменшуючи різницю $(Z_1 - h)$;

• *третій* — наповнення пляшки рідиною до рівня $(h_2 + h'')$. Цей етап здебільшого характеризується змінною швидкістю переміщення рідини і незначною тривалістю порівняно з першим і другим, а тому на проектних етапах розрахунку його тривалість враховується через коефіцієнт збільшення тривалості другого етапу.

Вирази для визначення пропускної здатності дозувальних пристроїв представимо в послідовності наведених гідравлічних схем.

Дозування за рівнем у споживчій тарі пристроєм з короткою трубкою (рис. 7.4, а)

Для різних способів фасування (ізобаричний, ізовакуумний, вакуумний, надбарометричний) пропускну здатність можна визначити за формулою:

$$P = \mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2q \left(\frac{\Delta P}{\rho q} + Z_1 \right)}, \quad (7.12)$$

де μ — коефіцієнт витрат, або коефіцієнт опору переміщенню рідини по рідинних трактах дозувального пристрою;

$f_{\text{еф}}$ — ефективна площа поперечного перерізу насадки

зливної рідини трубки пристрою (для пристрою з короткою трубкою $f_{\text{еф}} = \frac{\pi d_0^2}{4}$; для пристроїв без трубки $f_{\text{еф}} = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)$, де d_0 – внутрішній діаметр зливної трубки; d_1 – діаметр поперечного перерізу рідинного каналу пристрою; d_2 – зовнішній діаметр повітряної трубки);

$\Delta P = P_1 - P_2$; P_1, P_2 — тиск, відповідно, у над рідинному просторі витратного резервуара і в порожнині пляшки;

ρ – густина продукта;

Z_1 – висота стовпа рідини, для даної схеми є величиною постійною.

Враховуючи, що для ізобаричного, ізовакуумного способів фасування $P_1 = P_2 \Rightarrow \Delta P = 0$, а тому вираз (7.12) набуває спрощеного вигляду:

$$P = \mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2qZ_1}. \quad (7.13)$$

Дозування за об'ємом пристроєм з короткою трубкою (рис.7.4, б)

Спосіб формування дози за об'ємом передбачає застосування; мірних ємностей, стаканів, ковшів тощо. Для даної гідравлічної схеми вираз для визначення пропускної здатності можна записати у вигляді:

$$P = \mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2q\left(\frac{\Delta P}{\rho q} + Z\right)}, \quad (7.14)$$

де Z – змінна висота стовпа рідини у фасувальному пристрої.

Під час наповнення пляшки рідиною величина Z змінюється в межах $Z_2 \leq Z \leq Z_1$.

Так як у формулі (7.14) Z є величиною змінною, то P є також величиною змінною. Тривалість наповнення

тари рідиною:

$$t = \int_{Z_2}^{Z_1} \frac{F_0 Z}{\mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2q(\frac{\Delta P}{\rho q} + Z)}} \cdot dZ, \quad (7.15)$$

де F_0 — площа поперечного перерізу мірної ємності.

Під час проведення проектних розрахунків для ізобаричного або ізовакуумного способів фасування використовують спрощену формулу:

$$P = 0,5 \cdot \mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2qZ_1}, \quad (7.16)$$

Дозування за рівнем у споживчій тарі пристроєм з довгою трубкою (рис. 7.4, в)

Для даної гідравлічної схеми дозувального пристрою характерними є наявність сталого і змінного режимів руху рідини. Тому для цих режимів окремо запишемо вирази для визначення пропускної здатності:

· для сталого режиму:

$$P_1 = \mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2q(\frac{\Delta P}{\rho q} + Z_1 - h)}; \quad (7.17)$$

· для змінного режиму:

$$P_2 = \mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2q(\frac{\Delta P}{\rho q} + Z_1 - h)}; \quad (7.18)$$

де h — змінна величина рівня рідини в пляшці.

Тоді тривалість наповнення пляшки рідиною можна визначити за формулою:

$$t = t_1 + k_1 \cdot t_2 = \frac{W_1}{P_1} + k_1 \frac{W_2}{P_2}, \quad (7.19)$$

де W_2 — об'єм рідини в пляшці від дна до нижнього кінця рідинної трубки,

$$W_1 = h_2 \frac{\pi d_{nl}^2}{4}, \quad (7.20)$$

d_{nl} — внутрішній діаметр пляшки;

$W_2 = W - W_1; k_1$ — коефіцієнт, що враховує тривалість

виконання третього етапу (корегування дози), приймають $k_1 = 1,05-1,15$.

**Дозування за об'ємом пристроєм з довгою
трубкою (рис. 7.4, г)**

Продукція за цією гідравлічною схемою переміщається на всіх етапах зі змінною швидкістю. Пропускна здатність визначається:

· на першому етапі:

$$P_1 = \mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2q \left(\frac{\Delta P}{\rho q} + Z \right)}, \quad (7.21)$$

де Z — змінюється в межах $Z' \leq Z \leq Z_1$;

Z' — рівень рідини в мірці за умови, що в пляшці рівень рідини буде становити h_2 .

Із рівності витрат продукції можна визначити:

$$Z' = Z_1 - \frac{F_M}{F_{nl}} h_2,$$

де F_M, F_{nl} — площа живого перерізу, відповідно, мірки і споживчої тари;

· на другому етапі:

$$P_2 = \mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2q \left(\frac{\Delta P}{\rho q} + Z - h \right)} \quad (7.22)$$

або, підставивши вираз $h = (Z^1 - Z) \frac{F_{nl}}{F_M}$, одержимо:

$$P_2 = \mu \cdot f_{\text{еф}} \sqrt{2q \left(\frac{\Delta P}{\rho q} + \frac{F_M + F_{nl}}{F_M} Z - \frac{F_{nl}}{F_M} Z^1 \right)}. \quad (7.23)$$

Тривалість наповнення пляшки рідиною можна визначити за формулою (7.19).

Тривалість повного циклу фасувальної машини визначається як:

$$T = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + 2\tau_4 + \tau_5, \quad (7.24)$$

де τ_1 – час, потрібний для створення розрідження (надлишкового тиску) в тарі;

τ_2 – час наповнення тари;

τ_3 – час наповнення мірного стакана дозатора;

τ_4 – час на піднімання (опускання) тари або фасувального пристрою;

τ_5 – час переключення запірної арматури для створення розрідження і наповнення тари, для перекриття подачі рідини тощо [2].

7.3. Приклад розрахунку фасувального пристрою для рідин

Використовуючи метод суперпозиції визначити коефіцієнт витрати фасувального пристрою і визначити мінімальний час фасування цим пристроєм за заданих вхідних умов. Вхідні дані до розрахунку наведені у табл. 7.3.

Конструкція фасувального пристрою наведена на рис. 7.5.

Таблиця 7.3

Вхідні дані до розрахунку

№ п/п	Вхідні дані	Значення
1	Метод фасування	ізобарометричний
2	Спосіб дозування	за об'ємом
3	Об'єм дози W	500 дм ³
4	Відстань від вільної поверхні рідини до отвору витікання фасувального пристрою H	300 мм
Характеристики продукту, що фасується (вино) при t°=20°C		
5	густина ρ	990 кг/ м ³
6	кінематична в'язкість ν).	303 м ² / с

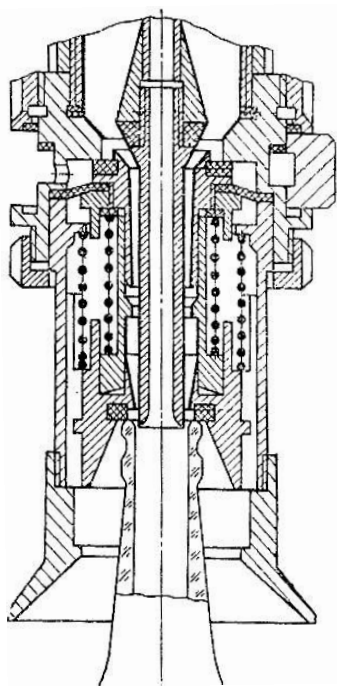


Рис. 7.5. Фасувальний пристрій автомата ВАР-6

Скористаємось методом суперпозиції для оцінки величини теоретичного коефіцієнта витрати μ зливного тракту фасувального автомата ВАР-6. При цьому розрахунки будемо вести тільки для кінцевої частини зливного каналу. Умовно приймаємо, що коефіцієнти місцевих опорів у циліндричному мірному стакані будуть рівними.

Складемо суперпозиційну схему (рис. 7.6) зливного тракту фасувального пристрою автомата ВАР-6.

Горизонтальні розміри схеми відповідають числовим значенням вибраних живих січень тракту, розрахованим за формулою (7.4):

$$\omega_1 = 12,8 \text{ см}^2,$$

$$\omega_2 = 1,76 \text{ см}^2,$$

$$\omega_3 = 1,04 \text{ см}^2.$$

По вертикалі відкладені дійсні лінійні розміри між прийнятими січеннями зливного тракту.

Як видно із рисунка, зливний тракт складається із двох конфузорів із стінками, які поступово звужуються.

Коефіцієнт витрати дозатора:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_1 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \zeta_2 \left(\frac{\omega_3}{\omega_2} \right)^2 + \zeta_3}},$$

де $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ – коефіцієнти відповідних місцевих опорів для суперпозиційної схеми зливного тракту фасувального пристрою і на виході;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – розрахункові січення суперпозиційної схеми зливного тракту фасувального пристрою.

Розраховуємо коефіцієнт місцевого опору першого конфузора:

Кут сходження конфузора $\alpha = 154^\circ$.

За графіком на рис. 7.2 коефіцієнт $k = 0,7$.

Коефіцієнт стискання $\varepsilon = 0,614$ (вибираємо з таблиці

7.1 при $\frac{\omega_i}{\omega_{i-1}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1,76}{12,8} = 0,14$).

Далі за формулою (7.10) розраховуємо коефіцієнт місцевого опору першого конфузора:

$$\zeta'_1 = k \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 = 0,7 \left(\frac{1}{0,614} - 1 \right)^2 = 0,28.$$

Аналогічно визначаємо коефіцієнт місцевого опору другого конфузора, який входить до суперпозиційної схеми зливного тракту фасувального пристрою:

Кут сходження конфузора $\alpha = 6^\circ$.

За графіком (рис. 7.2) коефіцієнт $k = 0,96$.

Коефіцієнт стискання $\varepsilon = 0,659$ (вибираємо з таблиці

7.1. при $\frac{\omega_i}{\omega_{i-1}} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{1,04}{1,76} = 0,59$).

За формулою (7.10) розраховуємо коефіцієнт місцевого опору другого конфузора:

$$\zeta_2 = k \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 = 0,96 \left(\frac{1}{0,659} - 1 \right)^2 = 0,26.$$

Коефіцієнтом місцевого опору на виході фасувального пристрою можна знехтувати ($\zeta_3 = 0$).

Коефіцієнт витрати зливного тракту фасувального

пристрою:

$$\mu_{\text{супер}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_1 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \zeta_2 \left(\frac{\omega_3}{\omega_2} \right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,28 \left(\frac{1,76}{12,8} \right)^2 + 0,26 \left(\frac{1,04}{1,76} \right)^2}} = 0,95.$$

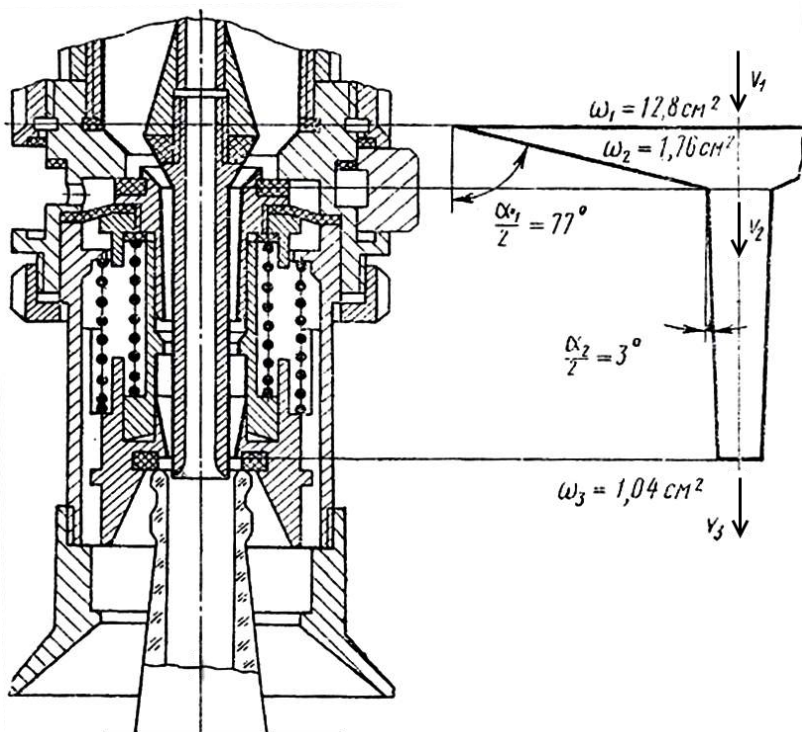


Рис. 7.6. Суперпозиційна схема зливного тракту дозатора
Згідно із рекомендаціями:

$$\mu_{\text{дійсн}} = (0,77 \div 0,87) \mu_{\text{супер}} = 0,8 \cdot 0,95 = 0,76.$$

Розрахунковий час наповнення тари рідиною при дозуванні по об'єму:

$$\tau = \frac{2W}{\mu \omega \sqrt{2gH}} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{0,76 \cdot 1,04 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 300 \cdot 10^{-3}}} = 5,3 \text{ с},$$

де $\mu = \mu_{\text{дійсн}} = 0,76$ — коефіцієнт витрати зливного тракту фасувального пристрою;

$\omega = \omega_3 = 1,04 \text{ см}^2$ — площа отвору витікання рідини;

$H = 300 \text{ мм}$ — віддаль від отвору витікання до вільної поверхні рідини.

Відповідь: Розрахунковий час τ наповнення тари рідиною рівний 5,3 с.

7.4. Розрахунок поплавкового регулятора рівня продукту у витратному резервуарі

Поплавковий регулятор призначений для підтримання постійного рівня продукту у витратному резервуарі фасувального автомата.

На рис 7.7 наведена розрахункова схема поплавкового регулятора рівня рідини із такими позначеннями: Q_n — кількість рідини, що подається в резервуар за одиницю часу; Q_v — витрата рідини за одиницю часу; d — внутрішній діаметр трубки наповнення резервуара рідиною; D і D_p — діаметри поплавка і резервуару; v_0, v_k — швидкість рідини в трубці наповнення і в зазорі δ між торцем трубки наповнення і поверхнею клапана; n_0 — число фасувальних пристроїв, що одночасно здійснюють фасування; z — умовно прийнята мінімальна висота стовпа рідини в лінії нагнітання; h — глибина занурення поплавка в рідину; P_n — зусилля, з яким рідина тисне на клапан поплавка; R_n — Архімедова сила, що діє на поплавок з боку рідини.

Амплітуда коливання рівня рідини H в резервуарі залежить від виконання двох умов:

- від рівності витрат Q_v і надходження Q_n рідини у резервуар за один і той же проміжок часу;
- від якості герметизації, яка створюється мембраною поплавка при зменшенні або зупинці витрат

рідини із резервуару.

При виконанні цих умов амплітуда коливань рівня буде знаходитись в межах висоти зазору δ , величина якого задається, виходячи із конструкції фасувального пристрою.

Чим менше δ , тим стабільніше працює дозатор, тим менше відхилення в об'ємі дози при наповненні споживчої тари в різні періоди роботи фасувальної машини.

Витрати рідини визначаються продуктивністю машини, а кількість рідини, що поступає в резервуар, – діаметром труби для наповнення і швидкістю потоку v_0 .

Для нормальної роботи поплавкового регулятора потрібно, щоб виконувалась умова:

$$Q_{\text{в}} \leq Q_n.$$

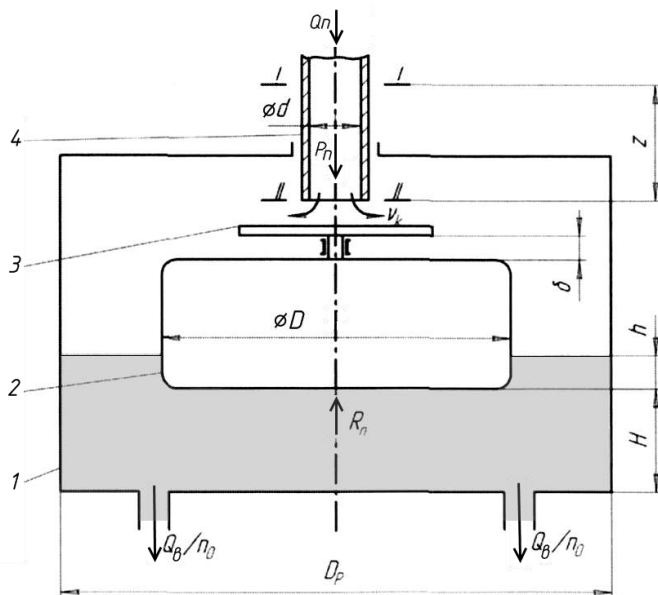


Рис. 7.7. Розрахункова схема поплавкового регулятора витратного резервуару: 1 – корпус; 2 – поплавок; 3 – клапан; 4 – труба подачі рідини у витратний резервуар

При відкритому клапані, тобто $\delta \neq 0$, розрахункове значення діаметра труби подачі можна визначити:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot v_0}}, \text{ або } d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_g}{\pi \cdot v_0}}. \quad (7.25)$$

У формулі (7.25) невідомими є діаметр труби і швидкість переміщення рідини в трубі.

Для запису другого рівняння з невідомими параметрами d_0 і v_0 розглянемо два перерізи I-I і II-II в нагнітальній трубі. Із рівняння Бернуллі:

$$\frac{P_{абс}}{\gamma} + Z + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} = \frac{P_{атм}}{\gamma} + \frac{v}{2 \cdot g} + \zeta \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + \lambda \cdot \frac{z}{d_p} \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g}$$

запишемо:

$$v_0 = \frac{1}{\sqrt{\zeta + \lambda \cdot \frac{z}{d_p}}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \left(\frac{P_{нд}}{\gamma} + z \right)}, \quad (7.26)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору переміщення рідини в трубі нагнітання;

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя переміщення рідини в трубі нагнітання;

γ – питома вага рідини ($\rho \cdot g$).

$P_{нд} = P_{абс} + P_{атм}$ – надлишковий тиск рідини трубі нагнітання.

Із рівняння (7.26) видно, що найменше значення швидкості v_0 буде при $P_{нд} \rightarrow \min$, тобто при $P_{нд} = 0$, тоді:

$$v_0 = \frac{1}{\sqrt{\zeta + \lambda \cdot \frac{z}{d_p}}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot z}. \quad (7.27)$$

Розв'язавши разом рівняння (7.25) і (7.27), можна визначити d_p і v_0 .

Під час конструювання діаметр труби приймають більшим за розрахунковий (для зменшення числа Рейнольдса) із умови:

$$\delta \cdot d_k \geq \frac{\pi \cdot d_p^2}{4},$$

звідки:

$$d_k \geq \frac{\pi \cdot d_p^2}{4 \cdot \delta}, \quad (7.28)$$

де d_k – конструктивне значення діаметра труби наповнення (приймається відповідно до рекомендацій нормативних документів).

Роботу поплавкового регулятора можна охарактеризувати двома режимами:

- перший відповідає нижньому положенню поплавка, тобто $\delta \neq 0$;
- другий – верхньому, коли $\delta = 0$.

Для першого режиму роботи зусилля P_n , що діє на мембрану поплавка, можна визначити із теореми імпульсів, попередньо прийнявши $\delta < d_k$, та діаметр мембрани значно більший від діаметра труби наповнення витратного резервуара:

$$P_n = m_0 \cdot v_0 = \rho \cdot Q_n \cdot v_0. \quad (7.29)$$

Відповідно до формули (7.29) зусилля, що сприймає мембрана поплавка, прямо пропорційне швидкості переміщення продукції в трубі нагнітання. Другий режим роботи поплавкового регулятора характеризує умову герметичності клапана в момент зупинки видачі продукції у фасувальні пристрої. Гідростатичний тиск рідини в трубі, що діє на клапан поплавка можна визначити за формулою:

$$P_n' = (\rho \cdot g \cdot z + P_{нд}) \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}. \quad (7.30)$$

Із даної формули видно, що із збільшенням d_k гідростатичний тиск рідини P збільшується в квадратичній залежності. Тобто за рівнозначних умов гідростатичне зусилля під час герметизації труби нагнітання буде більше, ніж зусилля стовпа рідини, що діє на клапан, коли зазор $\delta \neq 0$. А тому найбільш важкі умови роботи поплавкового регулятора будуть в момент зупинки фасувальної машини, тобто забезпечення герметичності труби нагнітання.

Якщо припустити, що зусилля, яке діє на поплавок, є більшим, ніж підйомна сила R_n поплавка, то відбудеться розгерметизація клапана і рівень рідини у витратному резервуарі суттєво збільшиться.

Використавши рівність зусиль, що діють на поплавок, визначимо діаметр поплавка:

$$P'_n = R_n, \text{ або } P'_n = \rho \cdot g \cdot h \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

звідки:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P'_n}{\rho \cdot g \cdot h}}.$$

В процесі проведення розрахунків і конструювання може виникнути ситуація, що одержане значення діаметра поплавка потрібно зменшити.

У такому випадку потрібно зменшити P'_n за рахунок встановлення вирівнювальних бачків, або збільшити R_n за рахунок приєднання до поплавка спеціальних механічних тяг, пружних елементів тощо.

Поряд із цим потрібно врахувати наступне: при фасуванні продукції рівень рідини у витратному резервуарі зменшується. Нормальним режимом роботи витратного резервуару вважають такий, за якого під час фасування спрацьовує рівень рідини, що знаходиться між стінками витратного резервуара і поплавком, тобто:

$$Q_e = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - D^2) \cdot \rho \cdot h$$

Виходячи із цих міркувань, очевидно, що чим більший діаметр поплавка, тим швидше витрачається рідина, тим швидше зменшується рівень рідини в резервуарі, що приведе до коливань дози у мірках. Нормальний, наближений до оптимального, режим роботи регулятора рівня можна досягти при виконанні таких умов:

- висота занурення поплавка в рідину повина дорівнювати або бути дещо більшою величини зазору між клапаном і торцевою поверхнею труби нагнітання ($\delta \leq h$);
- об'єм рідини, що витиснутий поплавком, повинен витрачатися за час, достатній для відкриття клапана поплавної системи ($t \approx 1c$);
- технологічний запас рідини в резервуарі і діаметр витратного резервуару повинні бути достатніми для забезпечення мінімальної амплітуди коливання рівня продукції під час безперервної роботи фасувальної машини (в межах 5 – 10мм).

При всіх рівних умовах перевага буде віддана конструкції регулятора рівня з найлегшим поплавком [4].

7.5. Розрахунок поршневого дозатора для пастоподібних продуктів

Вихідними даними для технологічного розрахунку пристроїв дозування в'язкої продукції переважно є:

- технічна продуктивність Z , доз/хв.;
- величина дози W , см³;
- динамічна в'язкість продукції μ , Па·с;
- висота стовпа продукції в бункері H , м;
- тиск повітря в надрідинному просторі бункера P_1 , Па;
- геометричні параметри:
 - дозувального циліндра D ;
 - каналу насадки d_0 ;

- каналу крана d_1 .

Розрахункова схема поршневого дозатора наведена на рис. 7.6.

Тривалість кінематичного циклу роботи поршневого дозатора можна визначити як суму тривалостей:

$$T_k = t_n + t_{\text{вин}} + 2t_{\text{вк}}, \quad (7.31)$$

де t_n – тривалість наповнення дозувального циліндра продуктом;

$t_{\text{вин}}$ – тривалість випорожнення дозувального циліндра від продукта;

$t_{\text{вк}}$ – тривалість включення і спрацювання запірної арматури на наповнення і випорожнення дозувального циліндра.

Тривалість кінематичного циклу визначається із заданої продуктивності:

$$T_k = \frac{1}{Z}, \text{ с.} \quad (7.32)$$

Якщо прийняти припущення, що в'язка продукція в режимі формування дози може характеризуватися як ньютонівська рідина, то тривалість формування дози визначається:

$$t_n = 1,1 \dots 1,2 \frac{W}{f_{\text{еф}} \cdot \mu_0 \sqrt{2g \left(\frac{\Delta P}{\rho} + H \right)}}, \quad (7.33)$$

де $f_{\text{еф}}$ – ефективна площа поперечного перерізу каналу крана;

μ_0 – коефіцієнт втрат швидкості переміщення продукції в дозаторі. (На проектному етапі розрахунків можна приймати в межах 0,6-0,8);

g – гравітаційна стала ($g=9,81 \text{ м/с}^2$);

ΔP – додатковий напір, створений різницею тисків у надрідинному просторі бункера і дозувальному циліндрі:

$$\Delta P = P_1 - P_2$$

де P_1 – тиск в надрідинному просторі бункера;

P_2 – тиск розрідження, створюваний поршнем у дозувальному циліндрі;

ρ – густина продукту.

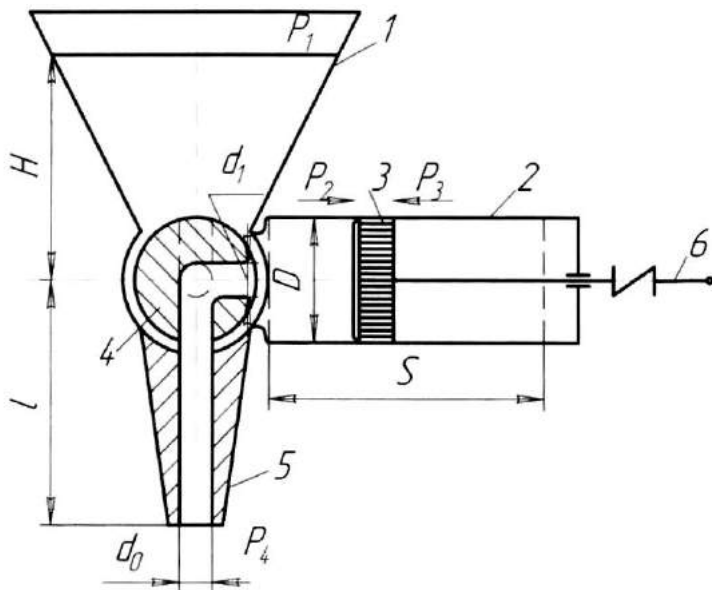


Рис. 7.8. Розрахункова схема поршневого дозатора:
1 – бункер; 2 – дозувальний циліндр; 3 – поршень; 4 –
кран; 5 – насадка; 6 – важіль приводу

Для кранової запірної арматури $t_{\text{вк}} \approx 0,5 \dots 0,6 \text{ с}$.
Визначивши і прийнявши значення $t_{\text{н}}$ і $t_{\text{вкл}}$, із формули
(7.31) визначають тривалість випорожнення дозувального
циліндра від продукції:

$$t_{\text{вун}} = T_{\text{к}} - (t_{\text{н}} + 2t_{\text{вк}}). \quad (7.34)$$

Якщо одержане значення $t_{\text{вун}}$ є від'ємним, то

здійснюють пошуки технічних рішень для зменшення t_n . Деякі із них: підвищують тиск; збільшують до можливих значень $f_{\text{еф}}$; збільшують H . У випадку, коли перераховані заходи не призводять до позитивного результату, приймають рішення про встановлення кількох дозаторів.

Якщо одержане значення $t_{\text{еун}}$ є додатнім, то визначають необхідне зусилля, з яким буде діяти поршень на продукцію на стадії випорожнення дозувального циліндра.

Врахувавши прийняте припущення, що в'язка продукція на стадії фасування характеризується як ньютонівська, і додатково припустивши, що $d_1 \approx d_0$ та режим витікання є ламінарним, можна використати формулу Пуазейля, яка функціонально зв'язує пропускну здатність насадки з тиском поршня на продукцію:

$$P_1 = \frac{(P_3 - P_4) \cdot \pi \cdot d_0^4}{128 \cdot \mu \cdot l}, \quad (7.35)$$

де P_3 – тиск на продукцію з боку поршня в дозувальному циліндрі;

P_4 – тиск навколишнього середовища, куди переміщається продукція (здебільшого приймають 0,1 МПа);

μ – динамічна в'язкість продукту;

l – довжина насадки.

Для визначення функціональної залежності між P_3 і t_n прирівняємо пропускну здатність каналу насадки і дозувального циліндра:

$$P_2 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v_0, \quad (7.36)$$

де P_2 – пропускну здатність дозувального циліндра;

v_0 – середня швидкість переміщення поршня на стадії випорожнення:

$$\nu_0 = \frac{S}{t_{\text{вип}}} = \frac{4W}{\pi D^2},$$

де $S = \frac{4W}{\pi D^2}$ – хід поршня.

$$\frac{W}{t_{\text{еун}}} = \frac{(P_3 - P_4) \cdot \pi \cdot d_0^4}{128 \cdot \mu \cdot l}.$$

Звідки:

$$P_3 = \frac{128 \cdot \mu \cdot l \cdot W}{\pi \cdot d_0^4 \cdot t_{\text{еун}}} + P_4. \quad (7.37)$$

Зусилля на штоці поршня, що з відповідним припущенням дорівнює зусиллю на штоці пневмоприводу або важеля електромеханічного приводу, визначимо:

$$R = P_3 \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{128 \mu l W}{\pi \cdot d_0^4 t_{\text{еун}}} + P_4 \right). \quad (7.38)$$

У випадку застосування пневмоприводу, при заданому тиску повітря в магістралі, можна визначити, а потім за каталогами підібрати пневмоциліндр:

$$R = \frac{\pi d_u^4}{4} (P_m - P_a),$$

звідки:

$$d_u = \sqrt[4]{\frac{4R}{\pi(P_m - P_a)}}, \quad (7.39)$$

де d_u – внутрішній діаметр пневмоциліндра;

P_m – тиск повітря в магістралі, здебільшого $P_m = 0,5-0,6$ МПа;

P_a – атмосферний тиск, приймають $P_a \sim 0,1$ МПа.

У випадку застосування електромеханічного приводу доцільно визначати витрати електроенергії:

$$N = Rv = \frac{W}{t_{\text{еун}}} \left(\frac{128 \mu l W}{\pi d_0^4 t_{\text{еун}}} \right)$$

На стадії визначення витрат енергії для випорожнення

дозувального циліндра може також виникати потреба у прийнятті рішення щодо зменшення $t_{\text{вип}}$ або встановлення кількох дозувальних пристроїв [2].

7.6. Приклад розрахунку поршневого дозатора

Виконати проектний розрахунок поршневого дозатора із пневматичним приводом. Вхідні дані до розрахунку наведені у табл. 7.4

Таблиця 7.4

Вхідні дані до розрахунку поршневого дозатора

№ п/п	Вхідні дані	Числові значення
1	технічна продуктивність Z	30 доз/хв.;
2	величина дози W	0,5 дм ³ .
3	динамічна в'язкість продукції μ	$3,15 \cdot 10^{-3}$ Па·с;
4	висота стовпа продукції в бункері H	560 мм
5	тиск повітря в надрідинному просторі бункера P_1	0,1 МПа
геометричні параметри:		
6	дозувального циліндра D	100 мм
7	каналу насадки d_0	35 мм
8	каналу крана d_1	80 мм

Визначаємо тривалість кінематичного циклу із заданої продуктивності за формулою (7.32):

$$T_{\kappa} = \frac{1}{30} = 0,033 \text{ хв} = 2 \text{ с.}$$

Тривалість формування дози визначаємо за формулою (7.33):

$$t_{\text{н}} = 1,1 \dots 1,2 \frac{0,5}{0,005 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt{2 \cdot 9,81 \left(\frac{0,1 \cdot 10^6}{2100} + 0,56 \right)}} = 0,4 \text{ с,}$$

де f_{ef} – ефективна площа поперечного перерізу каналу крана:

$$f_{\text{эф}} = \frac{\pi d_0^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} = 0,005 \text{ м}^2;$$

μ_0 – коефіцієнт втрат швидкості переміщення продукції в дозаторі (приймаємо $\mu_0 = 0,8$);

g – гравітаційна стала, $9,81 \text{ м/с}^2$;

ΔP – додатковий напір, створений різницею тисків у надрідинному просторі бункера і дозувальному циліндрі,

$$\Delta P = 0,1 \text{ МПа} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

ρ – густина продукту $\rho = 2100 \text{ кг/м}^3$.

Для кранової запірної арматури $t_{\text{вк}} \approx 0,5 \dots 0,6 \text{ с}$.

Тривалість випорожнення дозувального циліндра від продукта за (7.34):

$$t_{\text{вун}} = 2 - (0,4 + 2 \cdot 0,6) = 0,4 \text{ с}.$$

За формулою (7.37):

$$P_3 = \frac{128 \cdot 2100 \cdot 0,285 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,035^4 \cdot 0,68} + 0,1 \cdot 10^6 = 17,9 \text{ МПа}.$$

Зусилля на штоці поршня за формулою (7.38):

$$R = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \left(\frac{128 \cdot 2100 \cdot 285 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,035^4 \cdot 0,68} + 0,1 \cdot 10^6 \right) = 24950 \text{ Н}.$$

Діаметр поршня пневмоциліндра за формулою (7.39):

$$d_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 24950}{3,14(0,6 - 0,1) \cdot 10^6}} = 0,063 \text{ м} = 63 \text{ мм},$$

де $d_{\text{ц}}$ – внутрішній діаметр пневмоциліндра;

$P_{\text{м}}$ – тиск повітря в магістралі ($P_{\text{м}} = 0,5 \text{--} 0,6 \text{ МПа}$);

$P_{\text{а}}$ – атмосферний тиск, ($P_{\text{а}} = 0,1 \text{ МПа}$).

За каталогом вибираємо пневмоциліндр із діаметром поршня не менше 63 мм.

Спроектована із застосуванням САПР конструкція поршневого дозатора для пастоподібних продуктів наведена на рис. 7.9.

Для автоматизації розрахунку поршневого дозатора для рідких і пастоподібних продуктів і визначення мінімального діаметра поршня пневмоциліндра дозатора на етапі проектування розроблена прикладна програма.

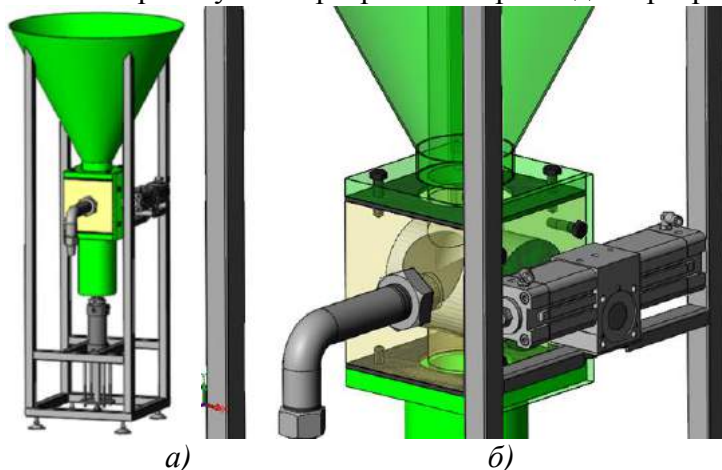


Рис. 7.9. Спроектована конструкція поршневого дозатора для пастоподібних продуктів: а – загальний вигляд; б – запірна частина дозатора

Вхідними даними, які вводяться у програму є:

- технічна продуктивність Z , доз/хв.;
- величина дози W , см^3 ;
- динамічна в'язкість продукції μ , $\text{Па}\cdot\text{с}$;
- висота стовпа продукції в бункері H , м;
- тиск повітря в надрідинному просторі бункера P_1 , Па;
- геометричні параметри:
 - дозувального циліндра D ;
 - каналу насадки d_0 ;
 - каналу крана d_1 .

Вихідними даними, що видає програма є числове значення мінімального діаметра поршня пневмоциліндра приводу поршневого дозатора.

Алгоритм роботи програми розрахунку поршневого дозатора наведений на рис. 7.10.

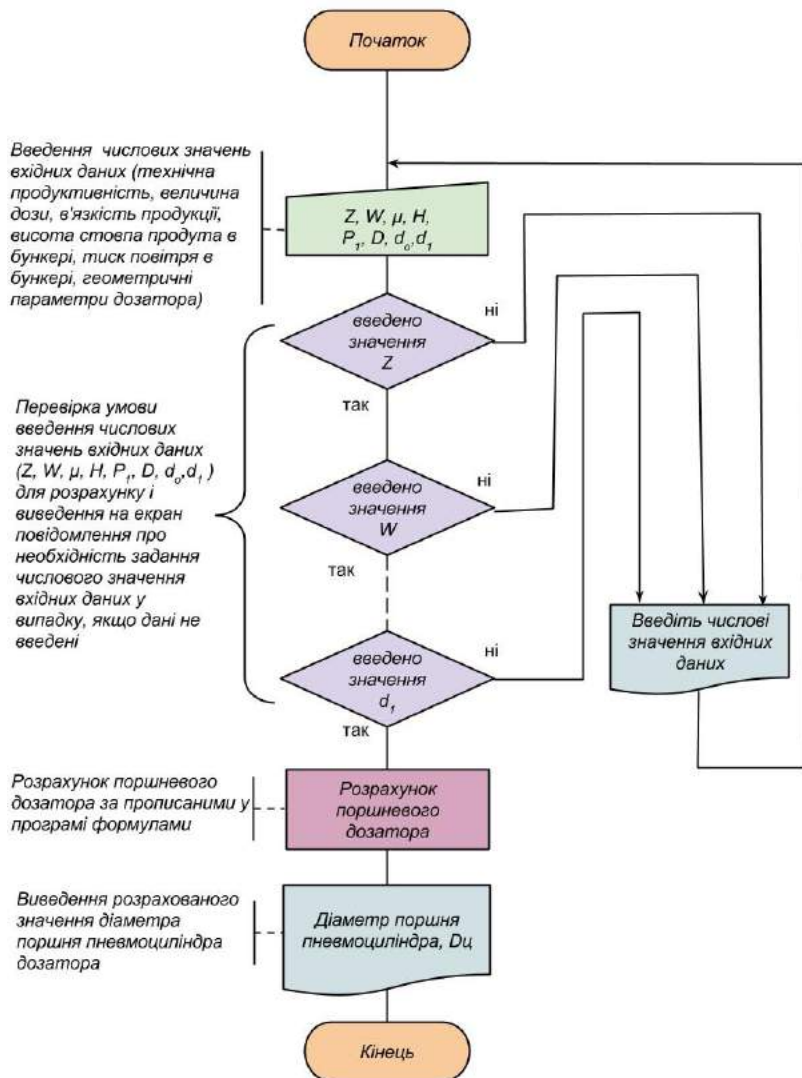


Рис. 7.10. Алгоритм роботи прикладної програми розрахунку продуктивності поршневого дозатора

Після запуску програми оператор повинен ввести всі перераховані вище вхідні дані для розрахунку. Програма перевіряє коректність введення усіх необхідних даних. При відсутності введеного оператором числового значення будь-якого із вхідних параметрів програма виводить на екран повідомлення типу про необхідність введення всіх даних.

Також в програмі передбачений контроль коректності введення числових вхідних даних, який не дозволяє оператору вводити будь-які інші символи, крім цифр і коми (даний блок на алгоритмі не наведено).

Зображення графічної оболонки запущеної програми наведено на рис. 7.11.

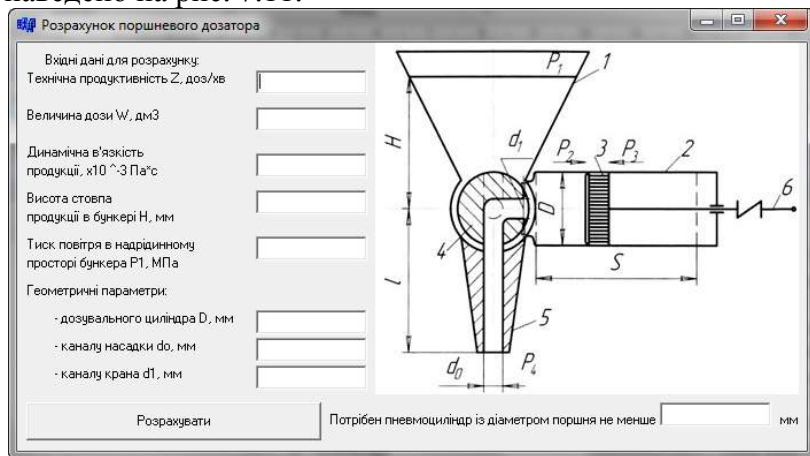


Рис. 7.11. Графічна оболонка програми для розрахунку поршневого дозатора

Програма працює в середовищі операційної системи Windows. Для запуску програми потрібно двічі «клацнути» лівою кнопкою миші на файлі *dozator.exe*. Після цього у відведених полях відкритого вікна програми потрібно ввести всі необхідні для розрахунку вхідні дані. Після введення всіх вхідних даних потрібно натиснути на кнопку «Розрахувати».

У випадку, якщо числові значення хоча б однієї вхідної величини не задані, програма виводить на екран повідомлення про необхідність введення числового значення цієї вхідної величини (рис. 7.12.).

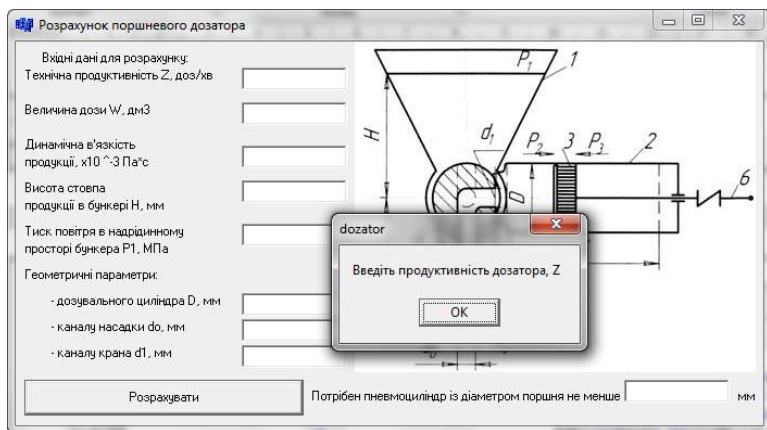


Рис. 7.12. Виведення програмою інформаційного повідомлення про необхідність задання числового значення вхідної величини

Якщо всі вхідні дані задані, то після натискання кнопки «Розрахувати» програма виконає необхідні розрахунки і у полі після тексту «Потрібен пневмоциліндр із діаметром поршня не менше» видасть числове значення розрахованого мінімального діаметра поршня пневмоциліндра приводу дозатора.

7.7. Розрахунок закупорювальних пристроїв

Надійне закупорення тари є необхідною умовою збереження якості продукту і забезпечення необхідних умов його зберігання.

Конструкція закупорювальних пристроїв залежить від форми і геометричних розмірів тари, закупорювальних засобів і способу закупорення. За способом закупорення закупорювальні пристрої можна поділити на дві основні групи:

- 1) ударно-штокові;
- 2) закручувальні.

7.7.1. Розрахунок ударно-штокових закупорювальних пристроїв

Ударно-штокові закупорювальні пристрої застосовуються переважно для закупорення пробками і кронен-корками скляних пляшок.

Основна умова надійного закупорення тари, за якої з'єднання пляшки і пробки витримує осьове навантаження P , полягає в створенні необхідного питомого тиску:

$$p = \frac{P}{f \pi d l},$$

де d і l – розміри спряжених поверхонь пробки (рис. 7.8, а);
 f – коефіцієнт тертя.

Для виконання цієї умови слід забезпечити мінімальний гарантований натяг δ , який визначається із залежності:

$$p = \frac{\delta}{d} \frac{10^{-3}}{\left[\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right]},$$

де E_1 і E_2 – модулі пружності першого роду матеріалів пробки і пляшки відповідно.

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2} - \Delta_1; \quad (7.40)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2} + \Delta_2. \quad (7.41)$$

У формулах (7.40) і (7.41) d , d_1 – діаметри пробки; d_2 – зовнішній діаметр горлечка пляшки; Δ_1 і Δ_2 – значення коефіцієнта Пуассона пробки і пляшки відповідно.

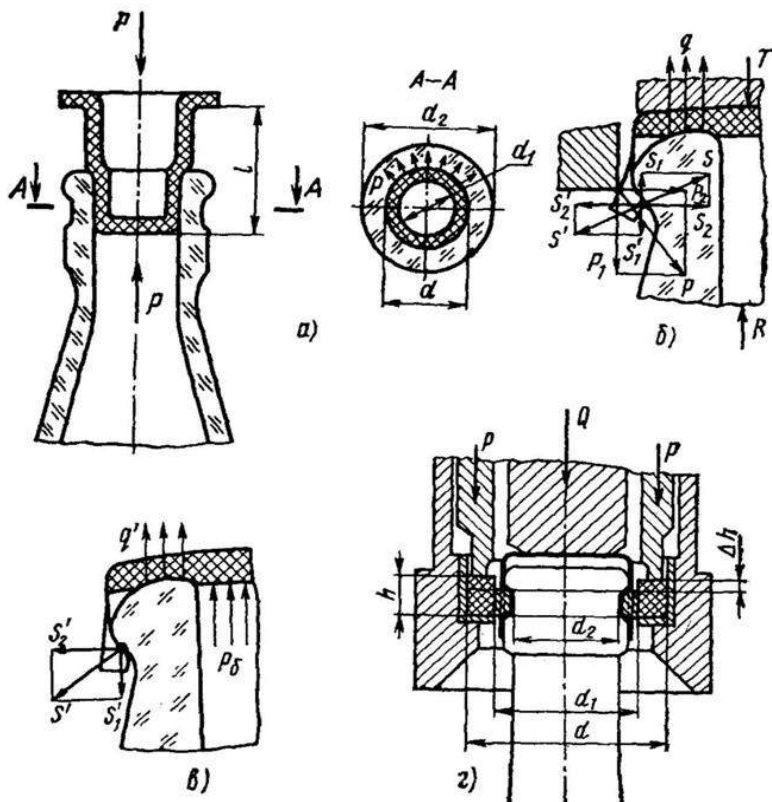


Рис. 7.13. Схеми до розрахунку при закупоренні пляшок:
а – поліетиленою пробкою; б і в – кронен корком; з – алюмінієвим ковпачком

Рекомендується приймати мінімальний натяг більше від отриманого за формулою, так як після введення пробки в пляшку нерівності в місцях з'єднання згладжуються, що зменшує сили зчеплення.

При введенні пробки в горло пляшки вона деформується. Напруження, що виникають при стисненні пробки, в кгс/мм²:

$$\sigma_1 = \frac{2p}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}.$$

Під час закупорювання пляшки корончатим ковпачком прокладка стискається, при цьому вона заповнює нерівності на поверхні горла. Далі корона ковпачка обжимається навколо віночка горла для закріплення прокладки на плящі в стислому стані, чим і досягається герметичність закупореної тари.

В процесі дії обтискного кільця закупорювального пристрою кожен гофр ковпачка може розглядатися як пружно-пластичний важіль. Сила, необхідна для деформації корони ковпачка, залежить від товщини матеріалу ковпачка, розміру отворів обтискного кільця і горла пляшки.

У зв'язку зі складністю форми гофрів корончатого ковпачка і труднощами при математичному описі пружно-пластичних деформацій ковпачка і прокладання В. Р. Волковим застосовано експериментальний метод дослідження сил, що діють на них при закупорюванні.

Процес закупорювання пляшок корончатыми ковпачками полягає у продавлюванні горла пляшки з надітим на нього ковпачком через отвір обтискного кільця закупорювального пристрою (рис. 7.10, б).

На дно ковпачка діє підпружинний притиск закупорювального пристрою з силою T . З боку обтискного кільця кожен гофр ковпачка навантажується силою $\overline{p} = \overline{p}_1 + \overline{p}_2$, де $\overline{p}_1$ і $\overline{p}_2$ — вертикальна і горизонтальна складові сили p . Крім того, в процесі обтискання ковпачка на кожен гофр діє сила $\overline{s} = \overline{s}_1 + \overline{s}_2$ з боку віночка горла, де $\overline{s}_1$ і $\overline{s}_2$ — вертикальна і горизонтальна складові сили $\overline{s}$. Віночок горла пляшки при закупорюванні навантажується кожним з гофрів ковпачка з силою s .

Силу Q притиснення прокладки до вінця горла у процесі закупорювання пляшки можна визначити як:

$$Q = (p_1 + s'_1)z + T, \quad (7.42)$$

де p_1 – вертикальна складова сили p ; s'_1 – вертикальна складова сили $\overline{s'_1}$; z – число гофрів ковпачка; T – зусилля, що розвивається притиском закупорювального пристрою.

При цьому сила Q створює тиск q на поверхні контакту прокладки з горлом.

Силу R , що діє в процесі закупорювання на дно пляшки, можна визначити з рівняння:

$$R = T + p_1 z. \quad (7.43)$$

Після закінчення закупорювання відбувається перерозподіл сил, що діють на ковпачок, прокладку і пляшку. Тиск на поверхні контакту прокладки з горлом пляшки зменшується з величини q до величини q' (рис. 7.10, в).

Рівновага прокладки в закупореній пляшці визначається рівністю:

$$Q' = s'_1 z - p_6 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (7.44)$$

де Q' – сила притискання прокладки до вінця горла у закупореній пляшці;

p_6 – тиск всередині пляшки;

d – внутрішній діаметр кільцевої поверхні, по якій відбувається контакт прокладки з горлом пляшки.

Основні умови, необхідні для герметичного закупорювання, сформульовані наступним чином:

умова закупорювання без биття пляшок:

$$Q > Q_1 \text{ або } (p_1 + s'_1)z + T > Q, \quad (7.45)$$

де Q_1 – сила стиснення прокладки, при якій припиняється проникнення повітря через ущільнення;

умова збереження герметичності в закупореній пляшці:

$$Q' > Q_2 \text{ або } s'_2 z - p_6 \frac{\pi d^2}{4} > Q_2, \quad (7.46)$$

де Q_1 – сила стиснення прокладки, при якій починається розгерметизація пляшки;

Умова закупорювання скляної тари без її биття може бути записана наступним чином:

$$R < R_p \text{ або } T + p_1 z < R_p, \quad S < S_c,$$

де R_p – сила стиснення пляшки уздовж осі, що викликає бій пляшок;

S_c – сила, яка викликає руйнування вінчика горла.

Необхідно мати на увазі, що тиск у формулах (7.44) та (7.46) для рідин, що не містять CO_2 , можна прийняти рівним атмосферному.

Величина сили $P_1 = p_1 z$, необхідної для обтискання кронен-корка з жерсті товщиною 0,28мм на автоматі У-6, залежно від розміру горлечка пляшок становить 247-408 кгс при відхиленнях $\pm 10\%$. Збільшення товщини жерсті спричиняє збільшення і сили P_1 .

Діапазон зміни сили R залежно від конструкції закупорювального пристрою та закупорювальних засобів становить 203-645 кгс в автоматі У-6, 253-519 кгс в автоматі Зейтц і 111-306 кгс в автоматі УАП-3.

Сила Q залежить від сили R і визначається за емпіричною формулою:

$$Q = \alpha_1 R,$$

де $\alpha_1 = 1,27 \div 1,33$.

Сили s_1 і s_2 також залежать від R :

$$s_1 = \frac{(\alpha_1 - 1)R}{z}; \quad s_2 = \alpha_2 \frac{R}{z},$$

де $\alpha_2 = 1,44 \div 1,7$;

$$s = \frac{R}{z} \sqrt{(\alpha_1 - 1)^2 + \alpha_2^2}.$$

Середнє значення сил R_p і S_c , що викликають бій

пляшок і відкол їх горла, складають: $R_p = 1410 \pm 146$ кгс; $s_c = 45 \pm 4$ кгс.

У табл. 7.3 наведені значення сил Q_1 і Q_2 при закупоренні пляшок з рідинами під тиском 4 кгс/см².

Для закріплення алюмінієвого ковпачка на шийці пляшки за допомогою гумового кільця необхідно, щоб сила стискання прокладок Q була не менше від зусилля P , що забезпечує задану деформацію гуми обтискного кільця (рис. 7.10, г). Це залежить від конструкції закупорювального патрона і характеристики еластичного кільця.

Під максимальним навантаженням відносний прогин ε кільця становить:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h},$$

де Δh — прогин;

h — товщина кільця в ненапруженому стані.

При виборі розміру d_2 має задовольнятися умова:

$$d_2 \leq d_1 \sqrt{1 - \varepsilon}.$$

Розрахункове зусилля для стиснення гумового кільця може бути визначене за формулою:

$$P = Ek \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) \frac{\Delta h}{h - \Delta h},$$

де E — модуль пружності;

d — зовнішній діаметр кільця;

k — коефіцієнт форми.

Наближене значення модуля E еластичності гуми даної марки при її стисненні

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon},$$

де σ — питоме навантаження.

Коефіцієнт форми обчислюють за рівнянням:

$$k = 1 + m \frac{d - d_1}{4h},$$

де $m=1,05 \div 0,49$.

Таблиця 7.5

Значення Q_1 і Q_2 для різних типів прокладки

Вид прокладки	Значення Q_1 і Q_2 в кгс	
	Q_1	Q_2
Поліетиленовий диск з одним ущільнювальним кільцевим виступом	100±4	22±4
Полівінілхлоридне кільце трикутного перерізу	120±5	18±3
Полівінілхлоридний диск	140±4	20±2
Диск з пресованої коркової крихти (зволожений)	200±43	25±8
Диск з кори коркового дерева	250±42	30±5
Картонний диск	280±24	20±4
Поліетиленовий диск з п'ятьма ущільнювальними кільцевими виступами	280±30	24±3
Поліетиленовий диск з п'ятьма ущільнювальними кільцевими виступами	300±45	25±5
Диск з пресованої коркової крихти	300±65	45±8
Поліетиленова капсула	350±80	24±6

Стискувальне зусилля повинне бути таким, щоб величина одержуваного питомого напруження не перевищувала допустимого (при ударному короточасному навантаженні):

$$\sigma_y = \frac{P}{F} < 25 - 30 \text{ кгс / см}^2,$$

де F — площа поперечного перерізу кільця [1, 4].

7.7.2. Розрахунок закручувальних закупорювальних пристроїв

У принцип роботи закручувальних закупорювальних пристроїв покладено передачу крутного моменту від вала закупорювального автомата до закупорювального засобу із гвинтовою нарізкою, який за рахунок контакту із гвинтовими виступами на горлечку тари забезпечує необхідне зусилля фіксації [22].

Будь-який закручувальний закупорювальний пристрій містить два основних функціональних вузли:

- закупорювальний патрон;
- запобіжний механізм.

Закупорювальний патрон утримує закупорювальний засіб (кришка або ковпачок) під час закручування, і його конструкція визначається геометричними розмірами закупорювального засобу.

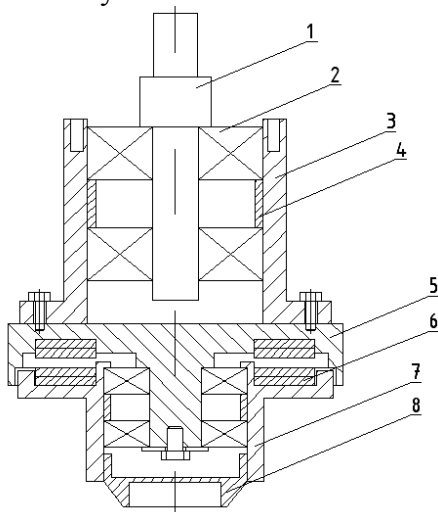


Рис. 7.14. Закупорювальний патрон для ПЕТ-пляшок:
1 – вал; 2 – підшипник; 3 – циліндр; 4 – втулка; 5 – ведуча частина запобіжного механізму; 6 – магнітні диски; 7 – ведена частина запобіжного механізму; 8 – патрон для закупорювального засобу

Запобіжний механізм призначений для забезпечення потрібного зусилля закручування закупорювального засобу на горлечку тари, не допускаючи їх руйнування. Запобіжні механізми бувають кулькові, фрикційні, кулачкові та електромагнітні.

На рис. 7.14 наведений приклад закрутного пристрою для закупорення ПЕТ-пляшок. Такий закупорювальний патрон використовується на лінії для розливу оцту в ПЕТ-пляшку місткістю 0,5 л продуктивністю до 3000 пл/год.

Класифікація запобіжних механізмів представлена на рис. 7.15.

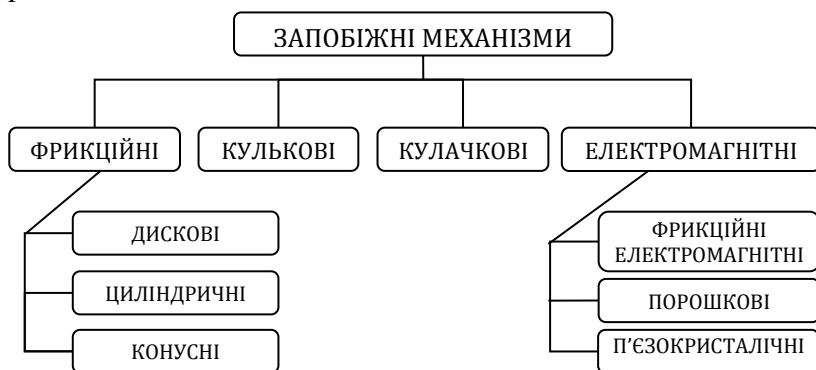


Рис. 7.15. Класифікація запобіжних механізмів

Сила притискання дисків або конусів в фрикційних електромагнітних запобіжних механізмах створюється електромагнітом, вбудованим в одну частину механізму, на обмотку якого подається напруга через ковзаючі контакти. Частини порошкового запобіжного механізму з'єднуються з допомогою феромагнітної маси, в'язкість якої збільшується зі збільшенням інтенсивності магнітного поля.

Принцип дії п'єзокристаличних запобіжних механізмів заснований на зміні розмірів п'єзокристала під дією постійного струму.

Передача обертового моменту здійснюється

силами тертя між поверхнями деталей. При досягненні найбільшого значення крутного моменту фрикційні запобіжні механізми пробуксовують і захищають від прокручування кришку пляшки і руйнування її різі.

Основним при розрахунку запобіжних пристроїв є визначення максимального крутного моменту, що передається ними.

7.7.2.1. Розрахунок фрикційних запобіжних пристроїв

Залежно від форми робочих поверхонь розрізняють фрикційні запобіжні механізми: дискові – однодискові (рис. 7.16, а) і багатодискові (рис. 7.16, б); конусні (рис. 7.16, в).

У конусних запобіжних механізмах кут α не повинен бути менше кута тертя для запобігання заклинюванню і полегшенню розчіплення, для металевих поверхонь $\alpha \geq 8, 15$.

Схема фрикційного запобіжного механізму з однією парою поверхонь тертя зображена на рис. 7.17.

Півмуфта 1 закріплена на валу нерухомо, а півмуфта 3 рухома в осьовому напрямку.

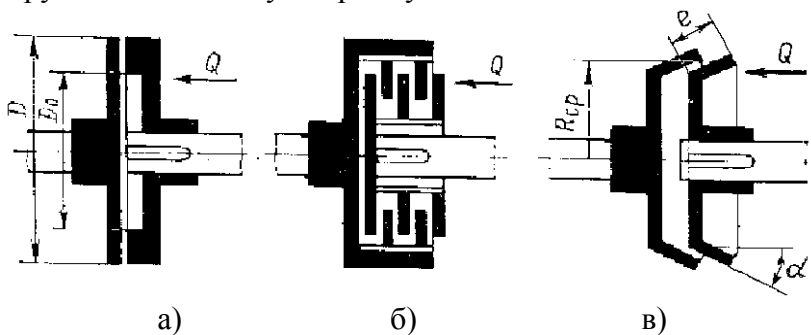


Рис.7.16. Конструкція фрикційних запобіжних механізмів:
а) – однодискові; б) – багатодискові; в) – конусні

Фрикційна накладка 2 призначена для передачі крутного моменту від одної частини механізму до іншої. Для з'єднання двох частин механізму до рухомої півмуфти прикладають зусилля $P_{пр}$, яке створюється пружиною 4.

Гайка 5 використовується для регулювання величини осьового зусилля P_{np} , створеного пружиною, шляхом збільшення або зменшення її довжини.

Момент тертя T_T визначають за формулою:

$$T_T = P_{np} f r_{cp}, \quad (7.47)$$

де $r_{cp} = (D_1 + D_2) / 4$ – середній радіус робочих поверхонь;

P_{np} – осьове зусилля пружини;

f – коефіцієнт тертя.

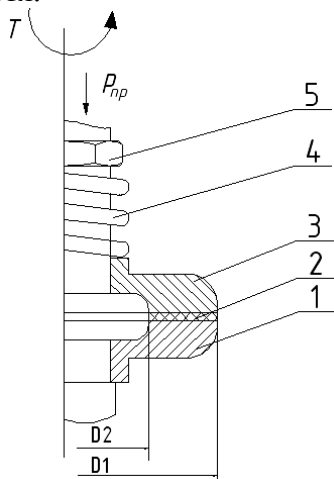


Рис. 7.17. Схема фрикційного однодискового запобіжного механізму: 1–нерухома частина механізму; 2–фрикційна накладка; 3–рухома частина механізму; 4–притисна пружина; 5–регулююча гайка

Для зменшення нерівномірності зносу, приймають $D_1 / D_2 = 2 \dots 1,5$.

Для зменшення сили P_{np} при передачі одного й того ж максимального крутного моменту використовують конструкції з декількома парами тертьових поверхонь – багатодискові запобіжні механізми.

У фрикційних багатодискових запобіжних механізмах осьове зусилля, створене пружиною, передається на всі поверхні тертя, а формула (7.47) прийме вигляд:

$$T_T = P_{np} f r_{cp} z, \quad (7.48)$$

де z – кількість пар поверхонь тертя ($z=n-1$, де n – кількість дисків)

Із формул (7.47) і (7.48) неважко визначити, що T_T можна збільшити шляхом збільшення P_{np} , f і діаметрів дисків (середнього радіуса тертя). Збільшення діаметрів призводить до збільшення габаритів запобіжного механізму, тому на практиці використовується в останню чергу. Збільшення осьового зусилля p обмежене допустимим середнім тиском $[p]$ на поверхнях тертя.

$$p = \frac{P_{np}}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} \leq [p]. \quad (7.49)$$

Коефіцієнт тертя можна збільшити шляхом встановлення на диски накладок із спеціальних матеріалів. При цьому слід враховувати, що використання накладок збільшує осьові габарити запобіжного механізму при одному і тому ж числі дисків.

Число пар поверхонь тертя розраховуємо за залежністю (7.50):

$$z = 2T / (\pi \cdot f \cdot \psi \cdot [P] \cdot D_{cp}^3), \quad (7.50)$$

де $\psi = (D_1 - D_2) / (2D_{cp})$, (зазвичай $\psi = 0,1 - 0,35$),
 $D_{cp} = (D_1 + D_2) / 2$ – середній діаметр; T – максимальний крутний момент, переданий запобіжним механізмом.

Підставивши формулу для обчислення ψ у залежність (7.50) отримаємо:

$$z = 8T / [\pi(D_1^2 - D_2^2)D_{cp}[p]f]. \quad (7.51)$$

Осьове зусилля, створене пружиною обчислюється за формулою:

$$P_{np} = 2T / D_{cp} z f. \quad (7.52)$$

Звідси:

$$T = \frac{P_{np} D_{cp} z f}{2}. \quad (7.53)$$

Схема найпростішого фрикційного конічного запобіжного механізму зображена на рис. 7.18. Від дії зусилля P_{np} на конічній поверхні дотику двох частин запобіжного механізму виникають питомий тиск p і питомі сили тертя $p f$. Сили тертя, направлені по дотичній до окружності конуса, використовуються для передачі крутного моменту. Розглянувши рівняння рівноваги правої частини запобіжного механізму отримаємо:

$$P_{np} = p b \pi D_{cp} \sin \alpha. \quad (7.54)$$

В даному рівнянні не враховані сили тертя, які виникають в шпонковому чи шліцевому з'єднанні запобіжного механізму з валом. Як показують розрахунки вони збільшують силу P_{np} на 10...15%.

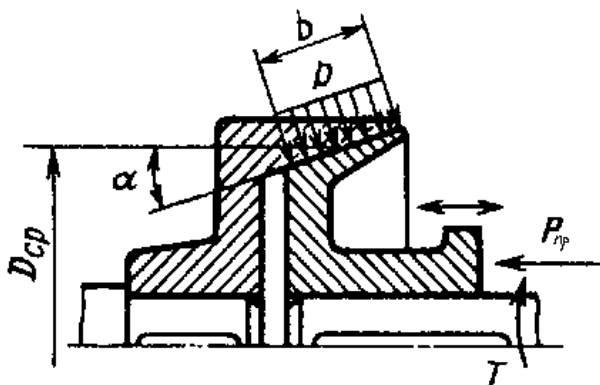


Рис. 7.18. Схема конічного запобіжного механізму

Передача механізмом крутного моменту залежить від площі контакту і матеріалу опорних поверхонь півмуфт механізму, сили тиску пружини, кута нахилу твірної конуса, а також її довжини. Матеріали пар тертя: сталь–сталь $f_t = 0,15$; сталь–сталь (змащування) $f_t = 0,06$; сталь–пресований азбест $f_t = 0,3$; сталь–текстоліт (змащування) $f_t = 0,12$.

Навантажувальна здатність конусних фрикційно-запобіжних механізмів значною мірою залежить від загальної площі контакту поверхонь двох частин механізму (півмуфт). Цей параметр можна описати таким параметром, як довжина робочої частини твірної конуса b . Згідно з розрахунковою схемою (рис. 7.18) вона дорівнює:

$$b = \frac{(D_2 - D_1)}{\sin \alpha}, \quad (7.55)$$

де D_1, D_2 – діаметри, що описують робочу ширину конуса; α – кут нахилу твірної конуса.

Осьове зусилля, що створює пружина, можна подати залежністю:

$$P_{np} = C(\Delta'_0 + \Delta_n), \quad (7.56)$$

де C – жорсткість пружини;

Δ'_0 – попередня деформація (підтиск) пружини;

Δ_n – поточна деформація пружини.

Для визначення сили тиску пружини можна також застосувати таку рівність:

$$P_{np} = 0,5(D_1 + D_2)\pi b q \sin \alpha, \quad (7.57)$$

де q – середній питомий тиск між поверхнями тертя.

Розрахункове значення величини q можна знайти за залежністю:

$$q = \frac{C(\Delta'_0 + \Delta_n)}{0.5(D_1 + D_2)\pi b \sin \alpha}, \quad (7.58)$$

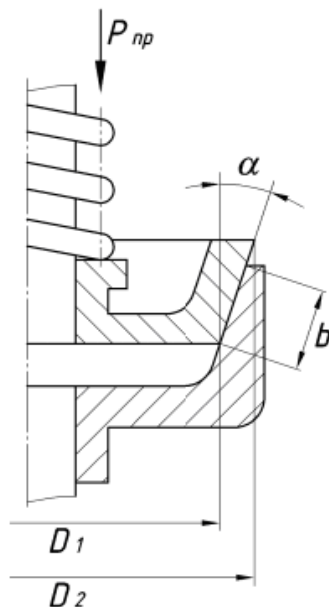


Рис. 7.19. Розрахункова схема для визначення параметрів конусного фрикційно-запобіжного механізму

Під час розрахунку крутного моменту, що сприймають аналогічні конструкції конусних фрикційних запобіжних механізмів, можна користуватись такою рівністю:

$$T = \frac{P_{np} f_m (D_1 + D_2)}{4 \sin \alpha}, \quad (7.59)$$

де f_m – коефіцієнт тертя ковзання.

Із врахуванням залежностей (7.56) і (7.57) розрахункове значення крутного моменту можна знайти за формулами:

$$T = \frac{f_m C(\Delta'_0 + \Delta_n)(D_1 + D_2)}{4 \sin \alpha}, \quad (7.60)$$

$$T = 0,125 \pi b q f_m (D_1^2 + 2 D_1 D_2 + D_2^2). \quad (7.61)$$

Умова зносостійкості робочих поверхонь конічного фрикційного запобіжного механізму може бути виражена залежністю:

$$p = P_{np} / b \pi D_{cp} \sin \alpha \leq [p],$$

де $[p]$ -допустимий питомий тиск між поверхнями тертя.

Кут нахилу твірної конуса півмуфти повинен знаходитися в межах $\alpha \geq 7-16^\circ$, залежно від матеріалу фрикційних частин, наявності змащувальних матеріалів у зоні контакту, кутової швидкості патрона та жорсткості підтискної пружини. Так, для металевих поверхонь тертя рекомендованими значеннями є $\alpha \geq 7-10^\circ$, а при використанні неметалевих накладних дисків $\alpha \geq 11-16^\circ$.

7.7.2.2. Приклад розрахунку фрикційного запобіжного пристрою

Необхідно розрахувати параметри запобіжного механізму закупорювального патрона для загвинчування скляних банок типу “твіст-офф”. Максимальний крутний момент, прикладений до кришки даного типу, не повинен перевищувати 17 Нм.

Для розрахунків приймемо значення $T=13$ Нм. Діаметри D_1 та D_2 становлять 150мм і 160мм відповідно. Матеріали пар тертя: сталь-сталь, без змащування, $f_t = 0,15$. Жорсткість пружини $C=5800$ Н/м. Сума значень попередньої і поточної деформації $\Delta'_0 + \Delta_n = 0,04$ м.

Визначаємо осьове зусилля, що розвиває пружина, за залежністю (7.56):

$$P_{np} = 5800 \cdot 0,04 = 232 \text{ Н}.$$

З виразу (7.59) визначаємо кут нахилу твірної конуса α :

$$\sin \alpha = \frac{P_{np} f_m (D_1 + D_2)}{4T},$$
$$\sin \alpha = \frac{232 \cdot 0,15(0,15 + 0,16)}{4 \cdot 13} = 0,2075.$$

Звідки $\alpha = 12^\circ$.

За залежністю (7.55) визначаємо довжину робочої частини твірної конуса b :

$$b = \frac{(0,16 - 0,15)}{0,2075} = 0,048 \text{ м.}$$

Отже, для передачі запобіжним механізмом встановленого крутного моменту $T=13\text{Нм}$ необхідно забезпечити такі його конструктивно-силові параметри: $D_1=150\text{мм}$, $D_2=160\text{мм}$, $b=4,8\text{см}$, $\alpha = 12^\circ$, $f_m = 0,15$.

7.7.2.3. Розрахунок кулькових запобіжних пристроїв

Розглянемо конструкцію, принцип роботи і розрахунок затискного зусилля патрона з кульковим запобіжним механізмом (рис. 7.20). На валу 1 нерухомо закріплена нижня частина патрона 6, яка утримує і закручує кришку пляшки. Верхня частина 3 може переміщуватись вздовж вала 1. Пружини 4 забезпечують необхідне зусилля притискання кульок 5 до нижньої частини патрона 6. Гайка 2 використовується для стискання пружин, збільшуючи зусилля притискання кульки 5.

На початку закручування кришки дві частини патрона обертаються як одне ціле, передаючи обертовий момент і закручуючи кришку.

При закручуванні кришки до упору зусилля її зтягування зростає, також збільшується момент. При досягненні встановленого значення обертового моменту спрацьовує кульковий запобіжний механізм, який не

допускає передачу моменту, вищого за встановлену межу.

Таким чином верхня частина патрона обертається окремо від нижньої, через проскакування кульок.

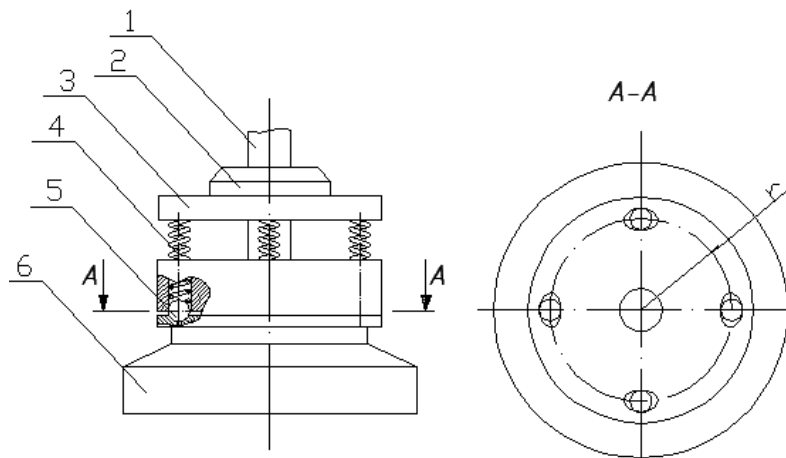


Рис. 7.20. Закупорювальний патрон з кульковим запобіжним механізмом

Зусилля, яке може передати патрон до кришки, залежить від зусилля пружин, яке діє на кульки, та від кута нахилу впадини для кульки. Втрати на тертя кульки є невеликими, тому в розрахунках їх можна не враховувати (рис. 7.21).

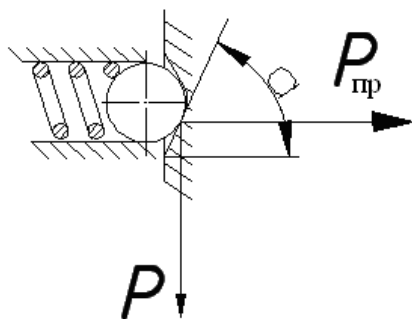


Рис. 7.21. Схема сил, що діють на кульку запобіжного пристрою

В пружинно-кулькових механізмах тертя ковзання на кулачках частково замінене на тертя кочення на кульках. Такі запобіжні механізми простіші у виготовленні і відрізняються більшою надійністю, ніж кулачкові.

Умова рівноваги рухомої частини запобіжного механізму для випадку сполучення кульки з кулькою або кульки з тороїдною поверхнею (рис.7.22, а, г).

$$P_{np} = P[tg(\alpha - p) - Df / d], \quad (7.62)$$

де P_{np} – сила стискання пружини;

P – колова сила, що діє на кульку;

α – кут нахилу дотичної в точці дотику кульок до вісі запобіжного механізму;

p – кут тертя між кульками;

D – діаметр кола, на якому розміщений центр кульок;

f – коефіцієнт тертя в шліцевому з'єднанні;

d – середній діаметр шліців.

З рис. 7.21-7.22 видно, що в процесі спрацювання запобіжного механізму кут тиску α змінюється за законом:

$$\sin \alpha = (d_{uw} - h) / d_{uw}, \quad (7.63)$$

де d_{uw} – діаметр кульки,

h – відстань, на яку виступає кулька (рис. 7.22).

Величина колової сили:

$$P = \frac{2T}{D}. \quad (7.64)$$

Із виразу (7.64):

$$T = \frac{PD}{2}. \quad (7.65)$$

Підставивши (7.64) в (7.62) отримаємо:

$$P_{np} = \frac{2T}{D} \left(tg(\alpha - p) - \frac{Df}{d} \right). \quad (7.66)$$

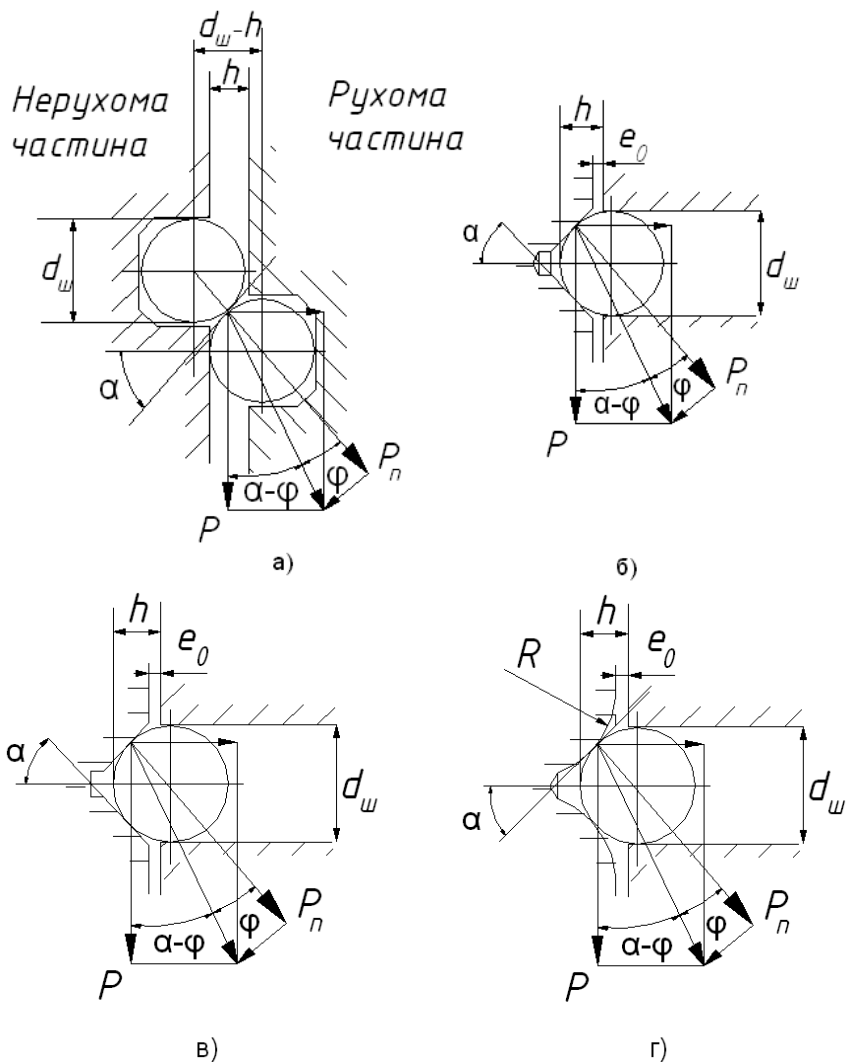


Рис. 7.22. Види з'єднання кульок з робочими поверхнями

При довготривалих перевантаженнях сили тертя в шліцевому чи шпонковому з'єднанні знімаються за рахунок коливання. Тоді рівняння (7.66) матиме вигляд:

$$P_{np} = \frac{2T \operatorname{tg} \alpha}{D}. \quad (7.67)$$

Для пружинно-кулькових запобіжних механізмів, в яких у процесі спрацювання переміщуються кульки, а не ціла частина механізму, вираз (7.66) матиме вигляд:

$$P_{np} = \frac{2T}{D} [\operatorname{tg}(\alpha - p) - f], \quad (7.68)$$

де p – кут тертя між кульками та іншою частиною запобіжного механізму,

f – коефіцієнт тертя між кульками і стінками отвора, де вони розміщені.

З виразу (7.68) знаходимо крутний момент, що передається запобіжним механізмом:

$$T = \frac{P_{np} D}{2[\operatorname{tg}(\alpha - p) - f]}. \quad (7.69)$$

Осьове зусилля, що створює пружина, можна подати залежністю (7.56).

Підставивши (7.56) в (7.69), отримаємо формулу для розрахунку максимального крутного моменту, якій може передати запобіжний механізм закупорювального патрона:

$$T = \frac{C(\Delta_0' + \Delta_n)D}{2[\operatorname{tg}(\alpha - p) - f]}. \quad (7.70)$$

7.7.2.4. Приклад розрахунку кулькового запобіжного пристрою

Необхідно розрахувати параметри запобіжного механізму закупорювального патрона для загвинчування скляних банок типу “твіст-офф”. Максимальний крутний момент, прикладений до кришки даного типу, не повинен перевищувати 17 Нм. Для розрахунків приймемо значення $T=13$ Нм. Діаметр D розміщення кульок конструктивно приймемо 100мм. В даному запобіжному механізмі під час

його спрацьовування переміщуються лише кульки, а не ціла частина механізму (рис. 7.20). Коефіцієнт тертя між кулькою та отвором її розміщення становить $f = 0,15$. Кут тертя між кульками $\rho = 5^\circ$. Жорсткість чотирьох пружин $C = 5800$ Н/м. Сума значень попередньої і поточної деформації $\Delta'o + \Delta p = 0,04$ м.

Визначаємо осьове зусилля, що створюють пружини, за залежністю (7.56):

$$P_{np} = 5800 \cdot 0,04 = 232 \text{ Н.}$$

З виразу (7.69) визначаємо кут нахилу дотичної в точці дотику кульок до вісі запобіжного механізму α :

$$\operatorname{tg}(\alpha - \rho) = \frac{P_{np} D}{2T} + f = \frac{232 \cdot 0,1}{2 \cdot 13} + 0,15 = 1,04.$$

Звідки $\alpha - \rho = 46^\circ$, $\alpha = 41^\circ$.

Отже, для передачі запобіжним механізмом встановленого крутного моменту $T = 13$ Нм необхідно забезпечити такі його конструктивно-силові параметри: $D = 100$ мм, $\rho = 5^\circ$, $\alpha = 41^\circ$, $f = 0,15$.

7.7.2.5. Розрахунок кулачкового запобіжного пристрою

В кулачковому запобіжному пристрої рухома в осьовому напрямку частина механізму притискається до нерухомої пружиною з регульованою силою. Кулачки виконують трапецієвидного профілю невеликої висоти з кутом нахилу робочих граней $45 \dots 60^\circ$ (рис. 7.23).

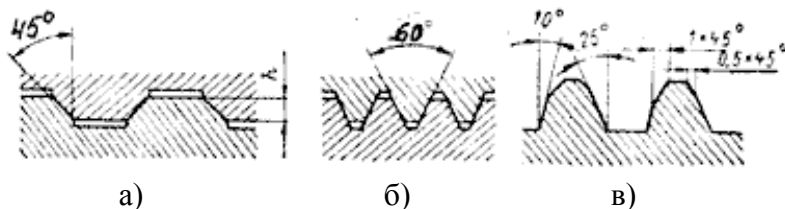


Рис. 7.23. Форми кулачків

При перевантаженні сума осьових складових сил F_a (рис. 7.24) на гранях кулачків стає більшою від притискної сили пружини і запобіжний механізм багаторазово прощолкується кулачками.

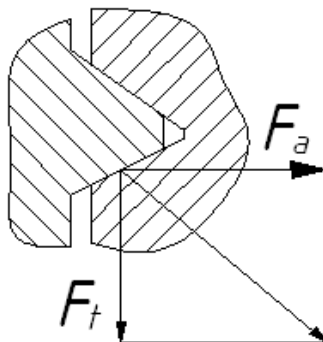


Рис. 7.24. Зусилля, що діють на кулачок

На торцях двох частин запобіжного механізму 1 і 2 (рис. 7.25) знаходяться виступи (кулачки) 3. В робочому положенні виступи однієї частини запобіжного механізму входять у впадини іншої частини. Для вмикання і вимикання запобіжного механізму одну його частину 2 встановлюють на валу рухомо в осьовому напрямку. На рисунку штриховою лінією показано вимкнене положення механізму. Кільце 5 служить для центрування валів.

При короткочасних перевантаженнях сили тертя на кулачках і в шліцевому або шпонковому з'єднанні перешкоджають розмиканню запобіжного механізму. Сила стиску пружини знаходиться з умови рівноваги рухомої частини запобіжного механізму:

$$P_{np} = \frac{2T}{D} [\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - Df / d], \quad (7.71)$$

де P_{np} – сила стиску пружини;

T – розрахунковий крутний момент;

α – кут профіля кулачка;

φ – кут тертя між кулачками ($\varphi=5\dots6^\circ$);

D – діаметр кола, на якому розміщені кулачки,

f – коефіцієнт тертя в шліцевому з'єднанні ($f=0,15$),

d – середній діаметр шліців.

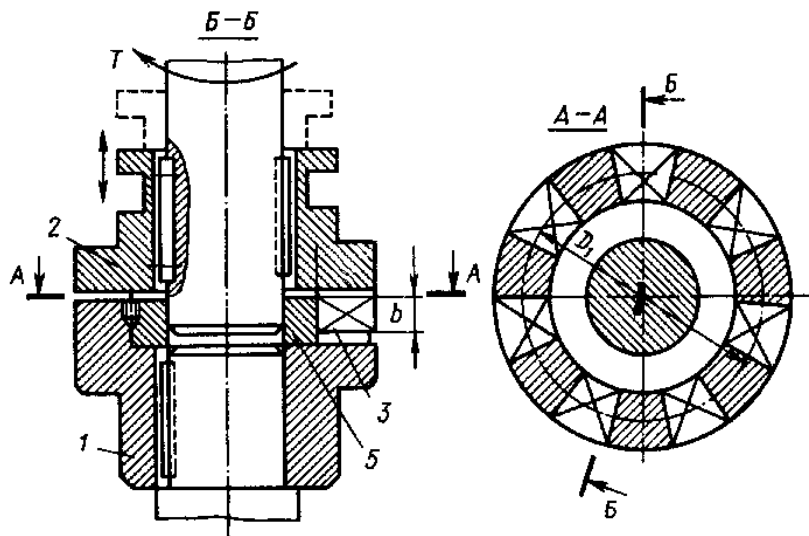


Рис. 7.25. Кулачковий запобіжний механізм

При довготривалих перевантаженнях сили тертя знімаються за рахунок коливань і в такому випадку:

$$P_{np} = \frac{2T \operatorname{tg} \alpha}{D}. \quad (7.72)$$

З виразу (7.71) знаходимо крутний момент, переданий запобіжним механізмом:

$$T = \frac{P_{np} D}{2[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - Df / d]}. \quad (7.73)$$

Підставивши осьове зусилля, що розвиває пружина, згідно (7.56) в (7.73) отримаємо формулу для розрахунку максимального крутного моменту, якій може передати запобіжний механізм закупувального патрона:

$$T = \frac{C(\Delta'_0 + \Delta_n)D}{2[tg(\alpha - \varphi) - Df / d]}. \quad (7.74)$$

7.7.2.6. Приклад розрахунку кулачкового запобіжного пристрою

Необхідно розрахувати параметри запобіжного механізму закупорювального патрона для загвинчування скляних банок типу “твіст-офф”. Максимальний крутний момент, прикладений до кришки даного типу, не повинен перевищувати 17 Нм. Для розрахунків прийемо значення $T=13$ Нм. Діаметр D розміщення кулачків конструктивно прийемо 100мм. Для розрахунку даного запобіжного механізму силу тертя f приймаємо $f=0,15$. Приймаємо $d=0,05$ м. Жорсткість чотирьох пружин $C=5800$ Н/м. Сума значень попередньої і поточної деформації $\Delta'_0 + \Delta_n = 0,04$ м.

Визначаємо осьове зусилля, що розвивають пружини, за залежністю (7.56):

$$P_{np} = 5800 \cdot 0,04 = 232 \text{ Н}.$$

З виразу (7.71) визначаємо кут нахилу кулачків α :

$$tg(\alpha - \varphi) = \frac{P_{np}D}{2T} + \frac{Df}{d} = \frac{232 \cdot 0,1}{2 \cdot 13} + \frac{0,1 \cdot 0,15}{0,05} = 1,19.$$

$$\alpha - \varphi = 50^\circ,$$

$$\alpha = 45^\circ.$$

Отже, для передачі запобіжним механізмом встановленого крутного моменту $T=13$ Нм необхідно забезпечити такі його конструктивно-силові параметри: $D=100$ мм, $\varphi=5^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $f=0,15$.

7.7.2.7. Розрахунок електромагнітного запобіжного пристрою

Серед електромагнітних запобіжних пристроїв найбільшого розповсюдження набули багатодискові фрикційні і порошкові, а також індукційні механізми. В електромагнітних дискових запобіжних механізмах зчеплення фрикційних дисків відбувається під дією сил магнітного притягування, що виникають при пропусканні струму через обмотку катушки.

В електромагнітних порошкових запобіжних механізмах передача обертового моменту відбувається з допомогою феромагнітного порошку, який збільшує свою в'язкість під дією електромагнітного поля і з'єднує дві частини патрона.

Принципова схема порошкового запобіжного механізму представлена на рис. 7.26.

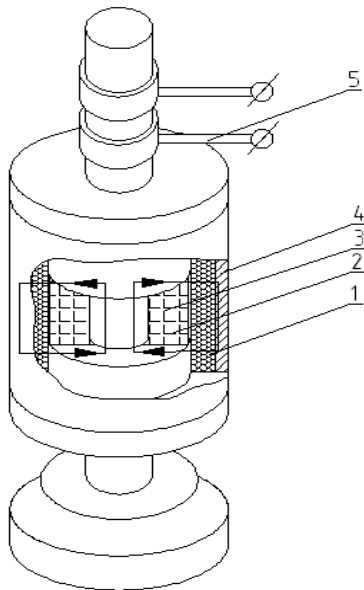


Рис. 7.26. Закупорювальний патрон з електромагнітним запобіжним механізмом

Циліндричні поверхні зовнішнього 4 і внутрішнього 3 циліндрів обмежують кільцевий робочий зазор, заповнений наповнювачем 1, який являє собою суміш феромагнітного порошка зі змащувальним засобом (сухим або рідким). Обмотка керування 2 живиться постійним струмом. Підвід струму до обмотки здійснюється через щітки і контактні кільця 5. Магнітний потік, створений електричним струмом, проходить по внутрішньому циліндру 3, робочому зазору і зовнішньому циліндру 4, утворюючи замкнуте коло (позначене на схемі лінією).

В результаті дії електромагнітного поля на наповнювач із феромагнітних частин утворюються з'єднання (рис. 7.27), орієнтовані вздовж магнітних силових ліній. Вони з'єднують зовнішній 4 та внутрішній 3 циліндри. При цьому створюється певний опір зміщенню, який тим більший, чим більші магнітні сили зчеплення частин у зв'язках. Змінюючи струм керування, можна з'єднати дві частини запобіжного механізму або жорстко, або з просковзуванням.

На відміну від фрикційних запобіжних механізмів порошкові характеризуються відсутністю зносу робочих поверхней, так як під час роботи дві поверхні запобіжного механізму безпосередньо не доторкаються.

Порошкові електромагнітні запобіжні механізми складаються (рис.7.28) з трьох основних частин: нерухомого корпусу 1, верхньої 2 та нижньої 3 частин патрона, які вільно обертаються усередині корпусу.

Простір між частинами заповнений феромагнітною масою 4 в рідкому або порошкоподібному вигляді (суміш з дрібнодисперсних частинок карбонільного заліза і наповнювача у вигляді тальку або графіту). Котушка 5 електромагніта розташовується в одній з частин патрона або в корпусі.

Якщо електромагніт не включений (при нульовій

напруженості магнітного поля), то в'язкість феромагнітної маси 4 невелика і частини патрона механічно не зв'язані. При подачі сигналу управління на котушку електромагніту і проходженні магнітного потоку через робочі зазори феромагнітні частинки намагнічуються і розташовуються уздовж силових ліній.

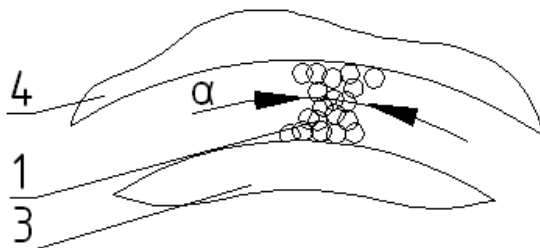


Рис. 7.27. Зв'язки в робочому зазорі

В'язкість феромагнітної маси збільшується, механічно зв'язуючи частини патрона. Із збільшенням інтенсивності магнітного поля збільшуються в'язкість маси 4 і величина передаваного моменту.

Розрізняють наступні режими роботи даного запобіжного механізму:

- встановлений режим ($n_1 - n_2 = 0$);
- режим проковзування ($n_1 - n_2 = f(t) \neq 0$),

де n_1, n_2 – швидкості обертання ведучої і веденої частин механізму відповідно.

Обертовий момент T , що передається патроном:

$$T = \frac{\pi}{200} k_p k_b m D^3 p, \quad (7.75)$$

де $k_b = \frac{b}{D}$ – відношення ширини робочого зазору до середнього діаметра;

m – число робочих зазорів (число шарів порошку);

D – середній діаметр патрона по робочих зазорах;

p – питоме зусилля зчеплення в робочому зазорі;

k_p – коефіцієнт режиму роботи, рівний для встановленого процесу 1,0, а для режиму проковзування 0,7, 0,9.

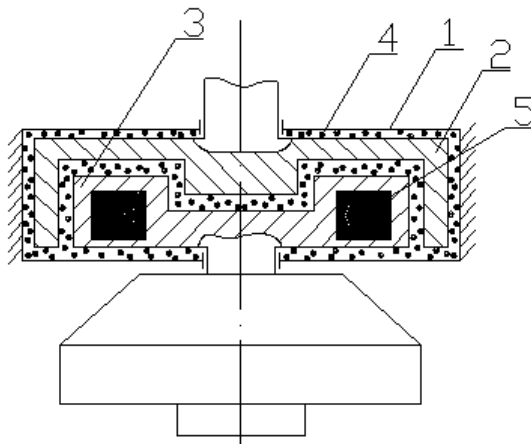


Рис. 7.28. Закупорювальний патрон з електромагнітним порошковим запобіжним механізмом

При заданих геометричних параметрах запобіжного механізму його момент являється функцією p , величина p визначається наступним чином:

$$p = k_M k_V k_Z k_n B_Z^n, \quad (7.76)$$

де k_M – коефіцієнт, який залежить від матеріала наповнювача;

k_V – коефіцієнт, який враховує лінійну швидкість руху частинок в зазорі і залежний також від величини зазора;

k_Z – коефіцієнт, який враховує вплив числа робочих зазорів на щільність наповнювача;

k_n , n – величини, які залежать від щільності наповнювача і розміра зазору δ ;

B_Z – індукція.

Намагнічувальна сила I , необхідна для створення індукції B , знаходиться за формулою:

$$I = B_3(m\delta + \alpha) / \mu_3, \quad (7.77)$$

де μ_3 – магнітна проникність зазора;

α – коефіцієнт, залежний від індукції B і коефіцієнта k_b .

Діаметр обмотувального провідника визначається із умови забезпечення необхідної намагнічувальної сили:

$$d = 2\sqrt{(ID_{cp}p/U)}, \quad (7.78)$$

де D_{cp} – середній діаметр обмотки;

p – питомий опір провідника, $\text{см} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$;

U – напруга, підведена до обмотки, В.

Величина зусилля зчеплення в робочому зазорі p вибирається з таблиць, залежно від розміра зазора δ . Далі за формулами визначаються індукція B і намагнічувальна сила I , необхідна для створення індукції.

Обрахувавши момент, який може передати електромагнітний порошковий запобіжний механізм, можна визначити зусилля затискання кришки пляшки F :

$$F = \frac{T}{r}, \quad (7.79)$$

де r – радіус кришки.

Послідовність розрахунку основних конструктивно-силових параметрів закупорювальних патронів з порошковим запобіжним механізмом наступний.

1. Визначають середній діаметр D робочого зазору запобіжного механізму з формули (7.75), числове значення p приймають в межах $0,3 - 1,7 \text{ кгс/см}^2$. Основні розміри запобіжного механізму: ширину робочого зазору b , діаметр обмотки D приймають конструктивно.

2. З формул (7.76) і (7.77) визначають B і I .

3. За формулою (7.78) визначають діаметр провідника обмотки.

7.7.2.8. Приклад розрахунку електромагнітного запобіжного пристрою

Необхідно розрахувати параметри запобіжного механізму закупорювального патрона для загвинчування скляних банок типу “твіст-офф”. Максимальний крутний момент, прикладений до кришки даного типу, не повинен перевищувати 17 Нм. Для розрахунків приймемо значення $T=13$ Нм. Напруга, підведена до обмотки запобіжного механізму, $U=110$ В, $b=5$ см, $m=2$.

Приймаємо $\rho=0,3$ кгс/см², $k_p=1$ та із врахуванням виразу (7.75) знаходимо середній діаметр запобіжного механізму:

$$D = \sqrt{[200T / (\pi k_p b m \rho)]} = \sqrt{200 \cdot 13 / 3,14 \cdot 1 \cdot 5 \cdot 0,3} = 24 \text{ см}.$$

Приймаючи $k_M=1,3$, $k_V=1$, $k_3=0,95$, $k_n=0,7$, $n=1,3$, знаходимо:

$$B_3^{1,3} = \rho / k_M k_V k_3 k_n = 0,3 / (0,7 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 0,95) = 0,35,$$

$$B_3 = 0,46 \text{ В} \cdot \text{с} / \text{м}^2.$$

Приймаємо $B_3=0,5$ В·с/м².

Необхідну намагнічувальну силу визначаємо за формулою (7.77), для чого приймаємо:

$$\mu_3 = 0,8 \cdot 10^{-5} \text{ В} \cdot \text{с} / (\text{А} \cdot \text{м}), \alpha = 1,5 \cdot 10^{-3}, \delta = 0,0015 \text{ м}.$$

Підставивши значення отримаємо:

$$I = B_3(m\delta + \alpha) / \mu_3 = 0,46(2 \cdot 0,0015 + 0,0015) / 0,000008 = 260 \text{ ампер-витків}.$$

Діаметр обмотувального провідника визначаємо за формулою (7.78):

$$d = 2 \sqrt{(ID_{cp} \rho / U)} = 2 \sqrt{260 \cdot 0,24 \cdot 0,0175 / 110} = 0,2 \text{ мм}.$$

Отже, для передачі запобіжним механізмом встановленого крутного моменту $T=13$ Нм необхідно

забезпечити такі його конструктивно-силові параметри: $D=240\text{мм}$, $d=0,2\text{мм}$, $I=260$ ампер-витків, $B_3=0,5 \text{ В} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.

Індукційний запобіжний механізм (рис. 7.26) складається з двох механічно не зв'язаних між собою частин – індуктора 1 і якоря 2. При обертанні індуктора його магнітне поле перетинає якор та індукує в ньому струми, взаємодія яких з магнітним полем індуктора створює крутний момент.

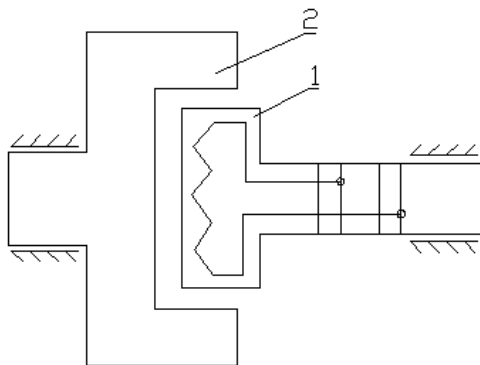


Рис. 7.29. Схема індукційного запобіжного механізму

Порівняно з іншими типами електромагнітних запобіжних механізмів індукційні характеризуються високою надійністю і довговічністю, пов'язаною з відсутністю фрикційних елементів тертя.

Основною задачею при розрахунку індукційних запобіжних механізмів є визначення по заданому моменті діаметра якоря по повітряному зазорі і його активної довжини, рівної довжині полюсів.

Орієнтовно ці значення можна визначити із рівняння, яке зв'язує крутний момент з параметрами запобіжного механізму.

$$T = 0,063 B_{1m}^2 D^3 l_a k_m \sqrt{[(n_1 - n_2) / (N \mu \rho)]}, \quad (7.80)$$

де B_{1m} – амплітуда першої гармоніки змінної складової індукції в зазорі;

D – діаметр якоря по повітряному зазорі;

l_a – активна довжина якоря;

n_1, n_2 – частоти обертання відповідно ведучої і веденої частин механізму;

N – число пар полюсів індуктора;

μ – магнітна проникність сталі якоря;

ρ – питомий електричний опір якоря;

k_m – коефіцієнт, який враховує поперечні струми в торцях якоря.

$$k_m = 1 / \sqrt{[1 + K_{\phi m} D / (\rho l_z)]}, \quad (7.81)$$

де $K_{\phi m}$ – коефіцієнт, який залежить від відношення перемінної складової потоку до повного потоку (0,18...0,26);

l_z – аксиальна довжина зуба.

8. РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ФАСУВАННЯ СІПКИХ ПРОДУКТІВ

8.1. Розрахунок пристроїв об'ємного дозування сипких продуктів

Дозатори об'ємного типу працюють в режимі дискретної дії. До складу таких дозаторів можна віднести бункер-накопичувач, дозатор, механізм видачі порції продукції. Найбільш широко для дозування сипкої продукції застосовують дозатори стаканчикового типу (рис. 8.1).

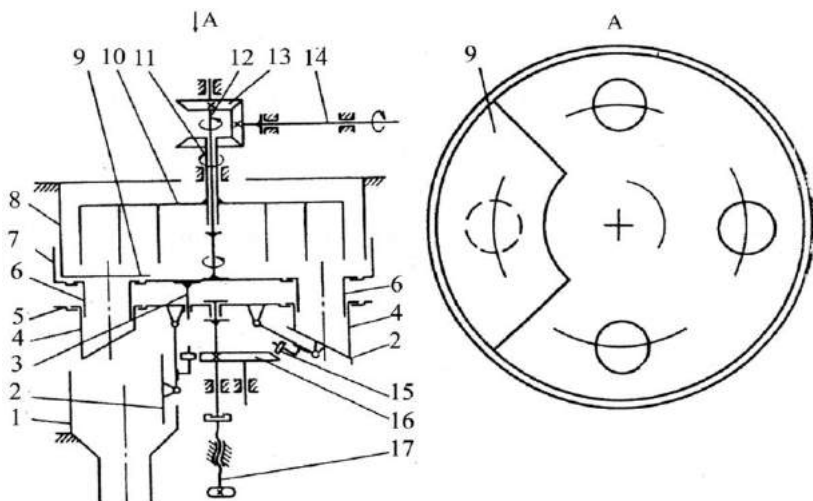


Рис. 8.1. Схема стаканчикового дозатора

Основними параметрами технологічного розрахунку об'ємних дискретних дозаторів є визначення тривалості дозування і енергетичних затрат.

Тривалість об'ємного дозування визначається часом заповнення мірки продуктом, що висипається з бункера.

Час τ , необхідний для висипання сипкого продукту

масою M :

$$\tau = \frac{W}{v \cdot F} = \frac{M}{v \cdot F \cdot \rho}, \quad (8.1)$$

де W – об'єм, що займає продукт масою M , м^3 ;

v – максимальна швидкість висипання, м/с ;

F – площа отвору висипання сипкого матеріалу з бункера в мірку;

ρ – насипна густина сипкого продукту.

Для визначення максимальної швидкості висипання сипкого продукту розглянемо динамічне склепіння над випускним отвором бункера під час висипання сипкого продукту (рис. 8.2).

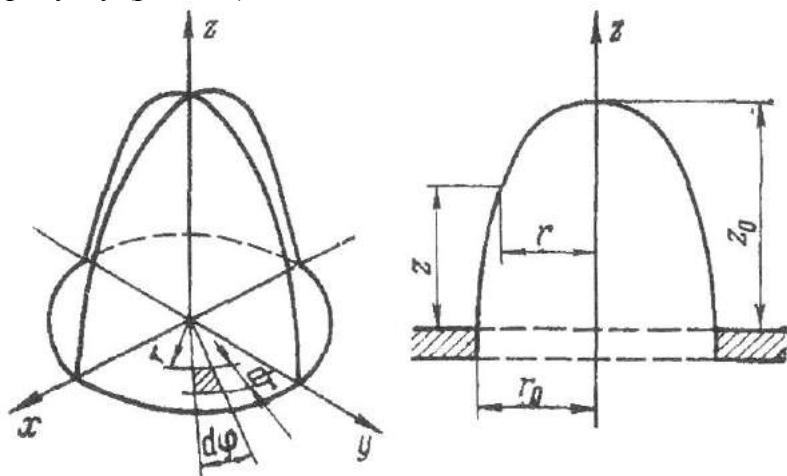


Рис. 8.2. Розрахункова схема до визначення витрати сипкого продукту через випускний отвір бункера

Рівняння елементарної витрати сипкого продукту через випускний отвір бункера можна виразити формулою:

$$dq = dF \sqrt{2gZ}, \quad (8.2)$$

де $dF = dr d\phi$ – елементарна площадка випускного отвору.

Рівняння динамічного склепіння визначається із виразу:

$$Z = Z_0 \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right), \quad (8.3)$$

де Z_0 – висота склепіння;

r_0 – радіус отвору;

Z – висота динамічного склепіння на відстані r від центра отвору.

Підставимо у вираз (8.2) значення dF і Z :

$$dq = \sqrt{2gZ_0} \cdot r \sqrt{\frac{r^2 - r_0^2}{r_0^2}} \cdot dr d\phi. \quad (8.4)$$

Проінтегруємо цей вираз по змінних r (межах від 0 до r_0) і ϕ (в межах від 0 до 2π):

по змінній r :

$$\sqrt{2gZ_0} \cdot \int_r^{r_0} r \sqrt{\frac{r^2 - r_0^2}{r_0^2}} \cdot dr = \frac{1}{3} r_0^2 \sqrt{2gZ_0}; \quad (8.5)$$

по змінній ϕ :

$$\int_0^{2\pi} r_0^2 d\phi = 2F. \quad (8.6)$$

Із врахуванням (8.5) і (8.6) формула витрати сипкого продукту через отвір бункера набуде вигляду:

$$Q = Fv = \frac{2}{3} \sqrt{2gZ_0}, \quad (8.7)$$

де v – середня швидкість руху сипкого продукту в площині січення випускного отвору, м/с.

Із виразу (8.7) згідно із [9] визначаємо значення середньої швидкості руху сипкого продукту із врахуванням втрат швидкості при співударянні частинок сипкого продукту:

$$v = \frac{2}{3} \varepsilon \sqrt{2gZ_0} = A \sqrt{Z_0}, \quad (8.8)$$

де $A = \frac{2}{3} \varepsilon \sqrt{2g}$ – стала величина;

ε – коефіцієнт втрат швидкості при співударянні частинок.

Висота динамічного склепіння при висипанні сипкого продукту залежить від розміру і форми випускного отвору і наближено визначається із формули:

$$Z_0 = c^2 R, \quad (8.9)$$

де c – стала величина, яка залежить від умов висипання сипкого продукту;

R – гідравлічний радіус отвору.

Під гідравлічним радіусом отвору висипання розуміють відношення площі отвору висипання до його периметра.

У такому разі швидкість висипання сипкого продукту із отвору бункера визначається за емпіричною формулою:

$$v = A\sqrt{Z_0} = Ac\sqrt{R} = B\sqrt{R}, \quad (8.10)$$

де v – швидкість висипання сипкого продукту із отвору бункера, м/с;

B – емпіричний коефіцієнт, який залежить від фізико-механічних характеристик сипкого продукту (для добресипких продуктів значення емпіричного коефіцієнта $B=50\div60$ [9]);

R – гідравлічний радіус отвору, м

8.2. Приклад визначення тривалості дозування сипкої речовини об'ємним дозатором

Визначити тривалість дозування сипкої речовини об'ємним дозатором. Вхідні дані до розрахунку наведені в табл. 8.1.

Для круглого випускного отвору діаметром $D=50$ мм гідравлічний радіус отвору $R=12$ мм=0,012 м.

Згідно з рекомендаціями [9] для добресипких продуктів значення емпіричного коефіцієнта $B=50\div60$. Приймаємо $B=50$.

Таблиця 8.1

Вхідні дані до розрахунку час об'ємного дозування сипкої речовини об'ємним дозатором

№ п/п	Вхідні дані	Числові значення
1	Продукт	Крупа гречана
2	Діаметр циліндричної мірки D	50 мм
3	Величина дози M	1000 г

Підставляючи значення коефіцієнта B і гідравлічного радіуса R отвору висипання в емпіричну формулу (8.10), отримаємо значення швидкості висипання:

$$v = 55\sqrt{0,012} \approx 5,48 \text{ м / с}.$$

Площа отвору висипання:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2}{4} \approx 0,002 \text{ м}^2.$$

Підставляючи значення швидкості v висипання сипкого продукту, площі F отвору висипання і насипної густини продукту ρ (насипна густина гречки $\rho \approx 60 \text{ кг/м}^3$) у вираз (8.1), отримаємо розрахунковий час наповнення тари сипким продуктом:

$$\tau = \frac{M}{v \cdot F \cdot \rho} = \frac{1}{5,48 \cdot 0,002 \cdot 60} \approx 1,5 \text{ с}.$$

Тривалість переміщення мірної ємності з позиції заповнення в позицію випорожнення визначають, приймаючи припущення, що рух є сталим (ω , $v = \text{const}$).

Для карусельного компонування:

$$t = \frac{\varphi_0}{\omega};$$

де φ_0 – кут розташування мірних ємностей ($\varphi_0 = \frac{2 \cdot \pi}{m_0}$);

m_0 – кількість мірних ємностей в дозаторі;

ω – кутова швидкість каруселі, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$;

n – частота обертання каруселі.

Для лінійного компоновання:

$$t = \frac{L}{v},$$

де L – відстань між центрами мірних ємностей в позиціях заповнення і випорожнення;

v – лінійна швидкість переміщення мірної ємності за сталого режиму руху.

На практиці вихідними даними для проектування є продуктивність, характеристики продукції, величина дози, тип і вид упаковки. За таких умов для карусельного компоновання дозатора визначають кількість мірок при прийнятій частоті обертання каруселі, а для лінійного компоновання – лінійну швидкість переміщення мірок.

На проектному етапі розрахунків енерговитрати можна визначати з дещо спрощених виразів.

Для карусельного компоновання стаканчикових дозаторів:

$$N = \frac{T \cdot \omega_c}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт},$$

де T – крутний момент на приводному валу каруселі, Нм;
 ω_c – кутова швидкість обертання каруселі за сталого режиму руху.

Крутний момент T на приводному валу можна визначити за формулою:

$$T = k_1 \cdot k_2 \cdot \sum M_0,$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує подрібнення частинок сипкої продукції, $k_1 \approx 1,05 - 1,1$;

k_2 – коефіцієнт, що враховує динамічну складову в момент початку руху каруселі (для періодичної дії), приймають $k_2 \approx 1,2 - 1,4$;

$\sum M_0$ – сумарний статичний момент опору переміщенню каруселі, враховує $\sum M_0 = M_1 + M_2 + M_3$;

M_1 – момент опору в підшипниках вертикального вала каруселі;

M_2 – момент опору переміщенню роликів заслінок мірних ємностей по копіру, $M_2 = k_3 \cdot N_2 \cdot \frac{2 \cdot k}{r_p} \cdot R_1$;

N_2 – нормальна реакція від тиску ролика на копір (залежить від ваги продукції в мірній ємності, ваги заслінки, розташування і конструкції ролика та конструкції кулачка);

k_3 – коефіцієнт, що враховує додатковий опір переміщенню ролика по копіру через налипання частинок продукції на поверхню копіра, $k_3 = 1,02 \text{ — } 1,05$;

k – коефіцієнт кочення ролика по копіру;

r_p – радіус ролика;

R_1 – радіус траєкторії переміщення роликів заслінок відносно приводного вертикального вала;

M_3 – момент опору від переміщення шарів сипкої продукції в момент виходу стаканчика із зони його заповнення, $M_3 = F_0 \cdot \rho_y \cdot f_{cn} \cdot R_2$;

ρ_y – тиск продукції в бункері на частину верхнього диска, значення якого можна визначити за формулою Янсена:

$$\rho_y = \frac{R_z \cdot \rho}{f_{cn} \cdot K},$$

де R_z – гідравлічний радіус випускного отвору бункера, визначається як:

$$R_z = \frac{F_0}{\Pi_0},$$

де F_0 , Π_0 – площа і периметр випускного отвору бункера;

ρ – щільність продукції в бункері;

f_{cn} – коефіцієнт внутрішнього тертя сипкої продукції;

K – коефіцієнт переміщення продукції, який визначається як:

$$K = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi},$$

де φ – кут природного відкосу сипкої продукції;

Для лінійного компонування дозатора:

$$N = \frac{P \cdot v}{100 \cdot \eta}, \text{ (кВт)},$$

де P — рушійна сила на веденій ланці приводу, яка визначається:

$$P = k_1 \cdot k_2 \cdot \sum F_i,$$

k_2 , — коефіцієнт, що враховує динамічну складову в момент початку руху каретки;

$\sum F_i$ — сумарний опір переміщенню каретки з мірними стаканами з позиції заповнення в позицію випорожнення, включає аналогічні складові, як і для карусельного компонування за винятком складової M_y . В даному випадку розраховується опір переміщенню каретки в горизонтальній площині, а не обертанню вала каруселі.

Наведена послідовність розрахунку дозаторів дозволяє одержати вихідні дані для компонування і проектування дозатора.

8.3. Розрахунок пристроїв вагового дозування

Пристрої вагового дозування відмірюють потрібну дозу сипкого продукта за масою.

Технологічна операція дозування сипкої продукції ваговим дозатором (рис. 8.3) складається з таких етапів: переміщення продукції з бункера-накопичувача; транспортування продукції живильником до зважувальної ємності; набір заданої дози продукції у зважувальній ємності; розвантаження зважувальної ємності.

Для забезпечення високої точності дозування продукції в значній кількості пакувального обладнання застосована грубо-точна технологічна схема формування дози.

За цією схемою доза умовно поділена на дві складові в часі, коли основна частина маси дози M реалізується при максимальних витратах продукції, а значить, при

швидкому наборі маси M — грубе дозування, і друга частина при малих витратах і відносно повільному наборі маси M_2 (рис. 8.4).

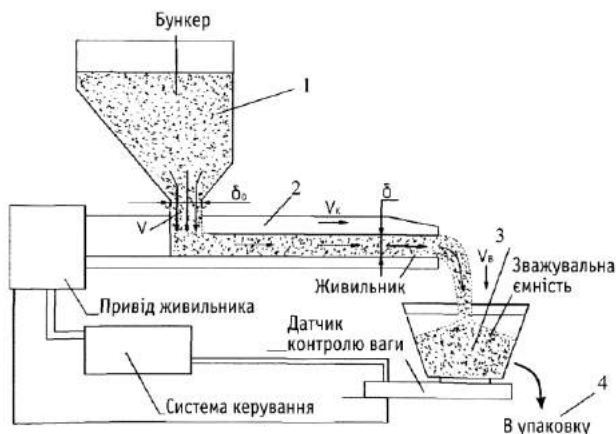


Рис. 8.3. Структурна схема вагового дозатора:

1 – бункер-накопичувач; 2 – живильник; 3 – зважувальна ємність; 4 – споживча упаковка

В реальних процесах дозування витрати продукції на першому етапі циклу є нестабільними ($B_1 = M_1/\Delta t_1 \neq \text{const}$) з таких причин:

- зміна плинності через коливання значень вологості продукції;
- зміна адгезійних властивостей матеріалів бункерів, заслінок тощо.

Тому точка А, що відповідає співвідношенню $\Delta t_1 / \Delta t_2$, залежно від перерахованих факторів може змінювати свої координати в сторону збільшення або зменшення Δt_1 .

Так як тривалість циклу $T = \Delta t_1 + \Delta t_2$, то можливе і суттєве зменшення продуктивності дозувального пристрою.

Для прогнозування реальної циклограми вагового дозатора проаналізуємо переміщення сипкої продукції на всіх складових етапах операції дозування.

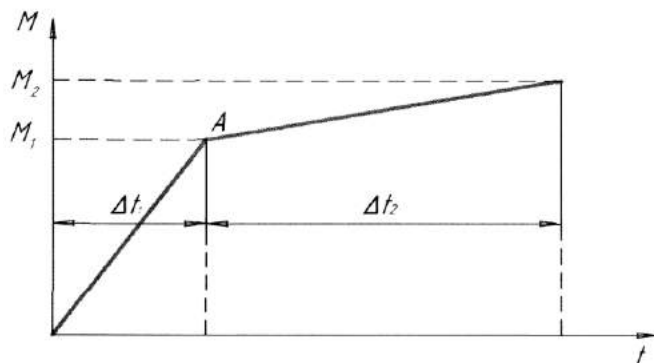


Рис. 8.4. Циклограма груботочного вагового дозування

На першому етапі операції характерним параметром є швидкість v витікання сипкої продукції із випускного отвору бункера:

$$v = \lambda \cdot \sqrt{2 \cdot \left[\frac{1 + f^2}{f} \cdot \left(R_K \cdot g - \frac{\tau_0}{\rho} \right) - \frac{\tau_0}{\rho} \cdot \sqrt{1 + f^2} \right]}, \quad (8.11)$$

де λ – коефіцієнт переміщення продукції, що залежить від структурно-механічних характеристик продукції;

f – коефіцієнт тертя продукції по бічним стінкам вихідного каналу бункера;

R_K – розрахунковий узагальнений лінійний розмір отвору.

Отвори випускних каналів бункерів у вагових дозаторах конструктивно виконують здебільшого у вигляді прямокутної щілини довжиною B_0 і шириною δ_0 , причому довжина щілини дорівнює ширині вантажонесучого елемента живильника.

В автоматизованих дозаторах ширина δ_0 щілини автоматично регулюється заслінкою, що дозволяє змінювати пропускну здатність живильника не тільки за рахунок швидкості переміщення тягового елемента, але і за параметрами потоку продукції.

Розрахунковий лінійний розмір R_K отвору вихідного каналу бункера визначається із залежності:

$$R_K = \frac{(B_0 - a) \cdot (\delta_0 - a)}{2 \cdot (B_0 + \delta_0 - 2 \cdot a)}, \quad (8.12)$$

де a – найбільший лінійний розмір твердої частинки продукції.

Переміщення продукції від бункера до зважувальної ємності дозатора характеризується інтенсивністю подачі P .

$$P = B \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_k, \quad (8.13)$$

де B – ширина вантажонесучого елемента живильника;

δ – товщина шару продукції;

v_k – швидкість переміщення продукції живильником.

Для досягнення заданої точності дозування потрібно забезпечити високу стабільність подачі продукції. Така задача конструктивно вирішується застосуванням у живильниках вантажонесучих елементів вібраційного типу з багатоступінчастою системою (два–три ступені). В цьому випадку швидкість переміщення продукції v_k можна визначити:

$$v_k = (K_1 \pm K_2 \cdot \sin \alpha) \cdot A \cdot \omega \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{K_p^2} \cdot \cos \beta},$$

де K_1 і K_2 – емпіричні коефіцієнти, що залежать від фізико-механічних і реологічних характеристик продукції, приймаються за таблицями;

A – амплітуда і ω – частота коливання вантажонесучого елемента;

α – кут нахилу вантажонесучого органу до горизонту;

β – кут між вектором прикладання силового імпульсу до продукції і горизонтом;

K_p – коефіцієнт режиму роботи вантажонесучого органу.

Значення безрозмірного коефіцієнта K_p визначається залежністю:

$$K_p = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\beta - \alpha)}{g \cdot \cos \alpha}.$$

Аналізуючи формулу (8.13), приходимо до висновку, що змінювати інтенсивність потоку продукції Р можна за рахунок зміни або геометричних параметрів В і δ , або кінематичних – v_k і K_p .

Потрібно відмітити, що інтенсивність подачі продукції до зважувальної ємності є визначальним параметром продуктивності операції дозування.

Вага продукції, що набирається в зважувальній ємності, фіксується датчиком і контролюється системою керування дозатором. При досягненні встановленої величини дози продукції у зважувальній ємності система керування зупиняє рух вантажонесучого елемента живильника і доза продукції відсікається від суцільного потоку.

В режимі формування дози датчик вимірювання ваги навантажується як постійною вагою зважувальної ємності, так і змінною вагою продукції, що поступає в ємність. Повне зусилля, що діє на датчик, визначиться виразом (рис. 8.5):

$$F_{\Sigma} = F_c + F_D,$$

де F_c – статичне навантаження на датчик від ваги мірної ємності;

F_D – повне динамічне навантаження від продукції, що надійшла і надходить в ємність.

Контроль набору дози фактично зводиться до визначення повного динамічного навантаження, величина якого визначиться сумою миттєвого значення ваги продукції, що знаходиться в ємності, і динамічного зусилля від тиску потоку продукції, яка переміщується в ємності:

$$F_D = m_t \cdot g + F_t, \quad (8.14)$$

де m_t – миттєве значення маси продукції в ємності ($0 \leq m_t \leq m_k$);

m_k – задана маса дози;

F_t – динамічне зусилля від тиску продукції, що переміщується.

Величина динамічного зусилля визначиться за формулою:

$$F_t = p \cdot v_{\varepsilon} = B \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_k \cdot C_p \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(z + \frac{\delta}{2} \right)}, \quad (8.15)$$

де v_{ε} – середня миттєва швидкість падіння потоку продукції в момент його контакту з поверхнею масиву продукції, що знаходиться у зважувальній ємності;

z – поточне значення координати точки контакту по осі OZ;

C_p – аеродинамічний коефіцієнт опору повітря потоку продукції, що переміщується.

Миттєве значення величини маси продукції в ємності визначиться:

$$m_t = p \cdot t = B \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_k \cdot t, \quad (8.16)$$

де t – поточне значення часу формування дози, $0 \leq t \leq t_k$;

t_k – тривалість формування дози, $t_k = T$.

Використавши формули (8.14) – (8.16), отримаємо рівняння, що характеризує процес формування дози з урахуванням динамічних складових:

$$m_t = B \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_k \cdot \left[t + C_p \cdot \sqrt{2g \left(z + \frac{\delta}{2} \right)} \right].$$

Причому абсолютне значення похибки дозування можна визначити за формулою:

$$m_t = p \cdot t = B \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_k \cdot t.$$

На основі проведеного аналізу операції дозування ваговим дозатором можна констатувати, що продуктивність і точність дозування залежать, в першу чергу, від параметрів живильника.

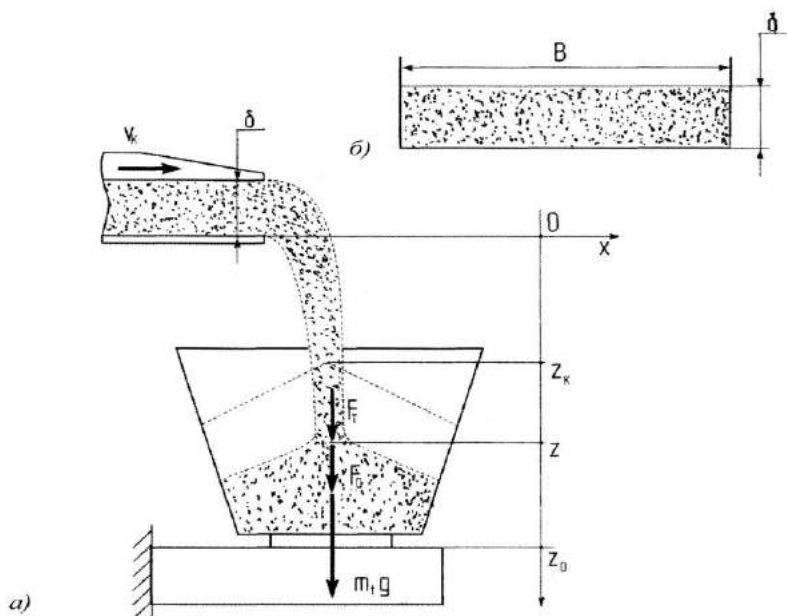


Рис. 8.5. Схема навантаження датчика контролю ваги: а) загальний вигляд схеми зважування; б) поперечний переріз потоку продукції, що подається живильником

Найменша похибка дозування визначається величиною мінімальної маси продукції Δm_{min} , яку живильник може видати в зважувальну ємність (рис. 8.7).

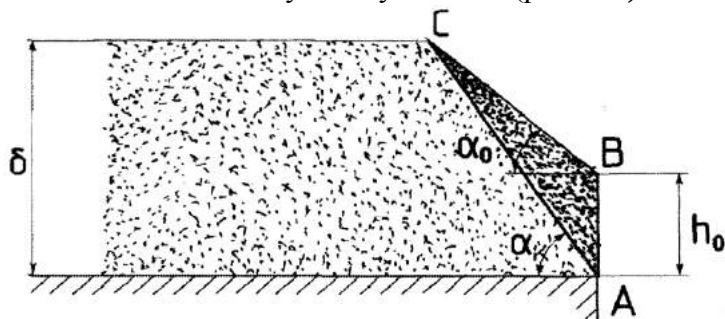


Рис. 8.6. Схема межового обвалювання Δm_{min} продукції з несучої поверхні живильника

Мінімальна маса продукції, що обвалюється з несучого елемента живильника, визначається розмірами межового ΔABC і дорівнює:

$$\Delta m_{\min} = \frac{B \cdot \delta \cdot h_0 \cdot \rho}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_k},$$

де h_0 – висота вертикальної стінки вільно розташованої продукції на несучій поверхні в момент зупинки живильника;

α_k – динамічний кут природного відкосу продукції.

Висота вертикальної стінки h_0 визначиться виразом:

$$h_0 = \frac{2 \cdot \tau_0}{\rho \cdot g} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0},$$

де α_0 – статичний кут природного відкосу продукції.

Швидкість переміщення продукції живильником, за якої забезпечується найвища точність дозування:

$$v_k = \frac{h_0}{2 \cdot C_p \cdot \sqrt{2g \left(z + \frac{\delta}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_k}}.$$

Останнім етапом технологічної операції дозування є розвантаження зважувальної ємності. На цьому етапі відкриваються заслінки дна ємності або ємність обертається. Здебільшого сипкий продукт переміщається під дією гравітаційних сил по похилій поверхні з подоланням сил опору тертя з боку бічних поверхонь ємності.

Швидкість v_p переміщення продукції визначиться виразом:

$$v_p = \sqrt{2 \cdot g \cdot l \cdot \left[\sin \phi - f_1 \cdot \cos \phi \cdot \left(1 + \frac{n \cdot h_c}{b} \right) \right]}, \quad (8.17)$$

де l – довжина похилих площин ємності;
 φ – кут нахилу бічних поверхонь ємності до горизонту;
 h_c – висота шару продукції біля бічних стінок ємності;
 n – коефіцієнт тиску продукції на бічні стінки;
 b – відстань між бічними стінками;
 f_1 – коефіцієнт тертя продукції по несучим поверхням і бічним стінкам ємності.

Так як режим дозування двоступінчастий, умовну точку А переходу з одного режиму дозування на інший можна визначити:

$$m_{t_{kp}} = M_1 = m_k - B \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_k \cdot C_p \cdot \sqrt{2g \left(z + \frac{\delta}{2} \right)}.$$

Також можна визначити коефіцієнт Φ_{Π} раціонального виконання операції дозування ваговим дозатором, що визначає, яка частина дози формується в інтенсивному режимі:

$$\Phi_{\Pi} = 1 - \frac{1}{m_k} \cdot \left[B \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_k \cdot C_p \cdot \sqrt{2g \left(z + \frac{\delta}{2} \right)} \right].$$

Із аналізу виразу (8.17) видно, що при відповідних співвідношеннях параметрів можлива ситуація, коли процес при заданій інтенсивності реалізувати процес дозування неможливо.

Так, при

$$\frac{1}{m} \cdot \left[B \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_k \cdot C_p \cdot \sqrt{2g \left(z + \frac{\delta}{2} \right)} \right] \geq 1$$

інтенсивність подачі продукції настільки висока, що складова динамічного зусилля від тиску продукції перевищує величину повного динамічного зусилля на датчик, і тоді процес формування дози контролювати системою керування неможливо.

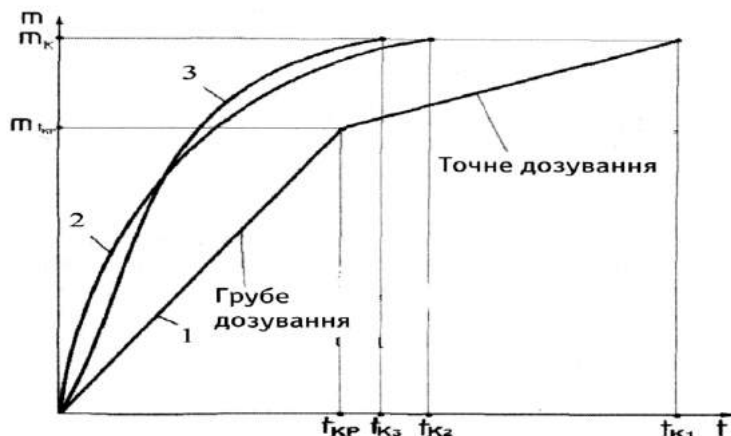


Рис. 8.7. Графіки режимів формування дози:
1 – двоступінчастий режим; 2 і 3 – оптимальні режими

Оптимальним за швидкістю є режим формування дози, що реалізується за кривою 2 (рис. 8.7) без врахування коливальних процесів датчика контролю ваги і за кривою 3 з урахуванням коливальних процесів [2].

8.4. Розрахунок пристроїв стабілізації потоку сипкої речовини

При висипанні сипких речовин із бункера можливим є утворення склепінь, на появу яких впливають як характеристики самого матеріалу, їх зміна в часі, так і параметри самих бункерів. Запобігти утворенням склепінь можна за рахунок правильного вибору конструкції бункера і застосування спеціальних механізмів – збурювачів сипких речовин, які забезпечують підтримку сипкої речовини в добре сипкому стані.

Характер витікання сипкого матеріалу з ємності відрізняється від характеру витікання рідини через різницю в закономірностях розподілу тиску сипкої речовини і рідини по висоті ємності.

Для оцінки міри зміни щільності сипкого матеріалу в бункері необхідно знати розподіл вертикального ущільнювального тиску по висоті ємності і співвідношення між вертикальним і бічним тиском сипкої речовини.

В результаті експериментальних і теоретичних досліджень встановлено, що залежно від механічних властивостей сипкої речовини і кутів нахилу стінок бункера в зміні вертикального тиску спостерігаються певні закономірності: сталий тиск $a = const$; гідростатичний тиск $a = f(H)$; коливальний тиск $a = var$.

Таким чином, тиск вищерозміщених шарів сипкої речовини впливає на рухливість речовини при її витіканні з бункера. Для забезпечення стабільності потоку сипкої речовини потрібно прагнути до забезпечення постійного тиску на випускний отвір бункера.

Для отримання сталого тиску Е. Б. Карпин рекомендує вибирати кут нахилу стінки бункера до вертикалі в $52,4 \times 10^{-2}$ рад (30°). Ці рекомендації перевірені експериментально на витіканні з моделей бункерів пшениці, вівса, льняного сім'я, кварцевого піску і суперфосфату. Кут внутрішнього тертя цих матеріалів лежить в межах $16-28^\circ$ (28×10^{-2} - 49×10^{-2} рад).

Стабілізатори рекомендується встановлювати у вихідного отвору бункера (рис. 8.8, а). Вони сприймають тиск вищерозміщених шарів і створюють постійний тиск в нижній частині бункера.

Дослідження Руссо дозволили встановити, що для отримання постійного тиску потрібна спеціальна форма вихідного отвору бункера (рис. 8.8, а). Вона має бути такою, щоб кромки отвору бункера знаходилися на одній вертикальній прямій, а живильник був зміщений відносно осі бункера.

Найбільш простим стабілізатором тиску є горизонтальна пластина або двоскатний козирок

(рис.8.8,а). Пластину встановлюють в центрі випускної воронки бункера. Вона слугує опорою для сипкої речовини, що лежить над нею, і ніби розділяє бункер по горизонталі на дві зони. Тиск в нижній зоні визначається тільки вагою матеріалу, що знаходиться під пластиною, і не залежить від дії шарів сипкої речовини над пластиною.

Р. Квапил і Т. Танака встановили залежність між розміром пластини і висотою її встановлення в циліндричній ємності із плоским дном і центрально розташованим випускним отвором.

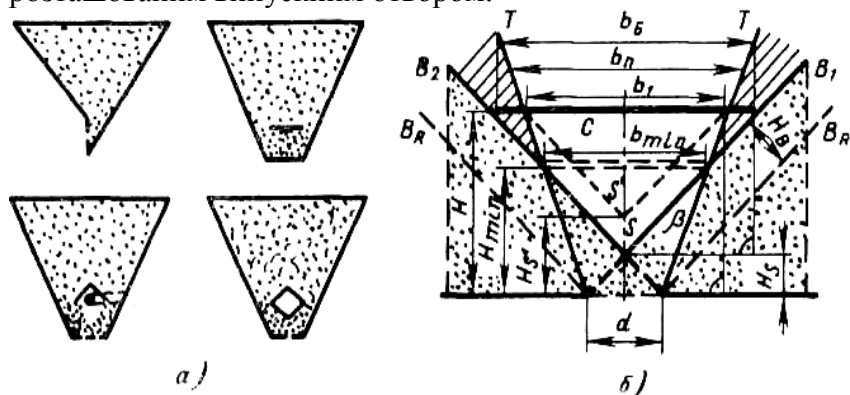


Рис. 8.8. Стабілізатори тиску матеріалу (а) і форма установки пластини (б)

При заданому розмірі випускного отвору a і куті природного відкосу сипкого матеріалу β вплив установки пластини на рух сипкої речовини в ємності залежить від розміру пластини b і висоти H її встановлення над випускним отвором (див. рис. 8.8, б).

При витіканні сипкої речовини з місткості під пластиною утворюється конічна вільна поверхня, обмежена з одного боку пластиною, а з іншого – двома площинами, що проходять під кутом природного відкосу до горизонту. Висота матеріалу H_s над випускним отвором:

$$H_s = 0,5\alpha \operatorname{tg} \beta,$$

а товщина рухомого шару матеріалу H_s між вільною поверхнею B_1 і площиною B_R , що обмежує можливий залишок матеріалу в ємності,

$$H_B = \frac{a}{2 \cos \beta}.$$

Припускають, що лінії ковзання матеріалу проходять під кутом $(90^\circ - \beta)/2$ до вертикалі. Тоді мінімальну ширину пластини визначають точки перетину площин B_1 і B_2 з лініями ковзання:

$$b_{\min} = a + 2H_B.$$

Мінімально можлива висота установки пластини:

$$H_{\min} = \frac{H_B \operatorname{ctg}(90^\circ - \beta)}{2}.$$

Із збільшенням висоти підйому пластини над випускним отвором збільшується і її розмір. На певній висоті H_n найменший розмір пластини:

$$b_n = a + 2H_n \operatorname{tg} \frac{90^\circ - \beta}{2},$$

а найбільший розмір:

$$b_b = 2(H_n - H_s) \operatorname{ctg} \beta.$$

Якщо $b_n = b_b$, то площини B_1 і B_2 перетинаються над випускним отвором в точці S . Якщо $b_n = b_T$, то точка перетину переміщається вгору в положення S' . Її висота над отвором:

$$H_{s'} = H_n - 0,5b_n \operatorname{tg} \beta.$$

Слід зазначити, що надмірне збільшення висоти установки може привести до утворення над пластиною пасивної зони з нерухомого матеріалу. Цю зону можна ліквідовувати, встановивши замість пластини конічний козирок.

Дослідження стабілізаторів тиску у вигляді двох

пірамід або конусів, сполучених основами, показали, що подвійний конус підтримує матеріал в ущільненому стані, забезпечуючи рівномірний потік матеріалу без утворення застійних зон і дозволяє тривало зберігати його.

Деякі дослідники (Ф. Е. Кенеман та ін.) вважають, що порушення процесу витікання з ємкості матеріалів з розміром часток 200 мкм, що мають навіть хороші сипкі властивості, відбувається в результаті утворення зони зниженого тиску в шарах, розташованих над отвором.

Пониження тиску відбувається за рахунок ежектуючої дії часток сипкого матеріалу, які при своєму русі захоплюють повітря і створюють перепад тиску повітря між об'ємом, що вміщує цей матеріал, і об'ємом, в який він поступає. Це викликає зустрічну циркуляцію повітря через отвір, порушуючи нормальне витікання.

Розрідження в місткості тим більше, чим дрібніші частинки, оскільки із зменшенням розміру часток збільшується їх ежектуюча здатність, а газопроникність шару матеріалу зменшується. Для усунення цього явища необхідно сполучати область, що лежить над отвором, з атмосферою.

При установці стабілізаторів тиску необхідно враховувати, що відстань між краєм переривника і стінкою ємності має бути більше, ніж розмір отвору [6].

8.5. Розрахунок бункерних пристроїв

8.5.1. Визначення тиску сипких речовин на стінки бункерів

Найбільший тиск на стінки бункерів чинять сипкі речовини близькі за властивостями до рідини. Наприклад, сильноаеровані насипні вантажі, вантажі, що містять велику кількість вологи і мають характер суспензії, а також вантажі, що знаходяться в стані таких інтенсивних

вібрацій, внаслідок чого порушується постійність тиску на стінки. У таких випадках тиск на стінки бункерів визначають за формулою:

$$\sigma = h\gamma n_d,$$

де $n_d = 1 + (j/g)$ – коефіцієнт динамічності;

j – максимальне прискорення вертикальних вібрацій;

g – прискорення вільного падіння.

Прискорення вертикальних вібрацій бункерних пристроїв зазвичай не перевищує 6 м/с^2 . Це значення і слід вважати розрахунковим, якщо точне значення вертикальних вібрацій невідоме.

Тиск сипких речовин на стінки бункерів залежить від сил внутрішнього тертя і зчеплення окремих частинок. При розрахунку тиску на стінки бункерів виходять із наступних передумов:

- сипка речовина складається з часток таких малих, що їхніми розмірами порівняно з розмірами бункера можна нехтувати і розглядати сипку речовину як суцільне середовище;
- між частками сипкої речовини можуть існувати сили тертя, максимальне значення яких пропорційне нормальному тиску;
- між частками сипкої речовини можуть виникати сили зчеплення, незалежні від нормального тиску.

Тиск добресипких речовин на вертикальні стінки бункерів σ (рис. 8.9) визначають за формулою:

$$\sigma = n_d \varepsilon K h \gamma,$$

де K – коефіцієнт бічного тиску;

ε – коефіцієнт зависання, що враховує тертя сипкої речовини об стінки бункера.

Коефіцієнт бокового тиску K залежить від глибини бункера (в глибоких бункерах висота вертикальних стінок перевищує ширину бункера).

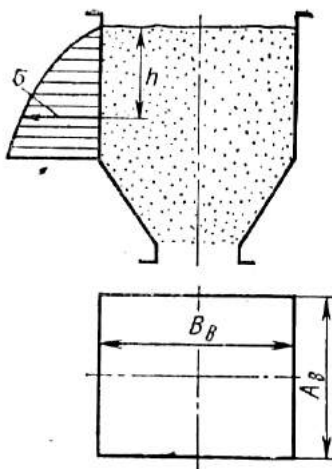


Рис. 8.9. Тиск на вертикальні стінки бункера

Для неглибоких бункерів коефіцієнт бічного тиску приймають рівним коефіцієнту рухливості. Для глибоких бункерів коефіцієнт бічного тиску визначають за наступними уточненими формулами:

– для круглих і квадратних бункерів:

$$k = \frac{1}{1 + 2f^2 + \sqrt{1 + f^2 \left(f + \sqrt{f^2 - f_1^2} \right)}};$$

– для щілинних бункерів:

$$k = \frac{1}{1 + 2f^2 + 0,67\sqrt{1 + f^2} \left(2f + \sqrt{f^2 f_1^2} \right)},$$

де f , f_1 – коефіцієнти тертя насипного вантажу об стінки бункера і внутрішнього тертя відповідно.

Коефіцієнт зависання ε розраховують за формулою:

$$\varepsilon = \frac{1}{\chi} \left(1 - \frac{1}{e^\chi} \right), \quad (8.18)$$

де $e = 2,718$ – основа натурального логарифма;

$$\chi = (Kh f_1) / \rho,$$

де f_1 – коефіцієнт тертя вантажу об стінки бункера;
 ρ – гідравлічний радіус горизонтального січення бункера.

– для прямокутних бункерів:

$$\rho = \frac{A_{\text{в}} B_{\text{в}}}{2(A_{\text{в}} + B_{\text{в}})},$$

де $A_{\text{в}}$ і $B_{\text{в}}$ – довжина і ширина бункеру.

Для круглого та квадратного отвору $\rho = A_{\text{в}}/4$.

Тиск на вертикальні стінки неглибоких бункерів добресипких речовин розраховують за формулою:

$$\sigma = n_{\text{д}} K h \gamma. \quad (8.19)$$

Коефіцієнт динамічності для транспортних бункерів $n_{\text{д}}=1,6$, для неглибоких бункерів з вібраторами $n_{\text{д}}=1,3 \div 1,5$. Якщо сипка речовина подається в неглибокий бункер з великої висоти, то $n_{\text{д}}=1,1 \div 1,4$. Якщо фундаменти неглибоких бункерів підлягають вібрації, то $n_{\text{д}}=1,1 \div 1,2$.

При проектуванні глибоких бункерів коефіцієнт динамічності можна приблизно вирахувати за формулою:

$$n_{\text{д}} = K_0 + K_1 \frac{h}{A_{\text{в}}},$$

де $A_{\text{в}}$ – ширина бункера;

$h > A_{\text{в}}$ – висота стінок бункера.

Значення коефіцієнтів K_0 і K_1 залежно від форми (горизонтальне січення) і матеріалу бункера приведені в таблиці 8.2

Стінки верхньої частини силосу ($h \leq A_{\text{в}}$) розраховують за приведеними вище значеннями $n_{\text{д}}$, менше ніж для неглибоких бункерів.

При визначенні тиску на вертикальні стінки бункера в нижній частині розрахункову величину h знаходять по-різному для відкритих і закритих згори бункерів.

Відкритий бункер може бути завантажений з "шапкою" (рис. 8.10).

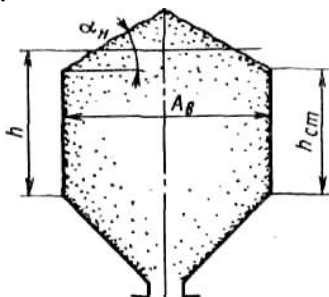


Рис. 8.10. Навантаження бункера з "шапкою"

В цьому випадку розрахункова висота h буде більшою, ніж висота стінок h_{cm} . При завантаженні круглого бункера в центральній точці "шапка" має вигляд конуса, і висота h визначається за формулою:

$$h = h_{cm} + A_g f / 6$$

де f - коефіцієнт внутрішнього тертя.

Ця формула може бути використана і при розрахунку квадратних бункерів.

Таблиця 8.2

Значення коефіцієнтів K_0 і K_1 залежно від форми (горизонтальне січення) і матеріалу бункера

Форма і матеріал бункера	K_0	K_1
Бункер прямокутний		
- залізобетонний	0,05	0,15
- сталевий	0,7	0,3
Бункер круглий		
- залізобетонний, кам'яний, дерев'яний	0,7	0,3
- сталевий	0,6	0,4

При завантаженні щільного бункера по центральній лінії (наприклад, за допомогою пересувного скидаючого візка, стрічкового конвеєра) розрахунок

висоту h визначають за формулою:

$$h = h_{cm} + A_b f / 4.$$

Тиск добресипучих вантажів на похилі стінки неглибоких бункерів можна вичислити за формулою:

$$\sigma = n_d h \gamma (\cos^2 \alpha + m_i \sin^2 \alpha),$$

де α – кут нахилу стінок до горизонталі (рис. 8.11).

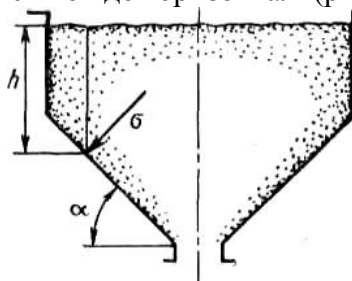


Рис. 8.11. Тиск сипкої речовини на похилі стінки бункера

Тиск зв'язних сипких речовин на вертикальні стінки бункерів менший, ніж тиск добресипких при інших однакових умовах. Тому при невеликих значеннях τ_0 формули, приведені для розрахунку тиску на стінки бункерів добресипких речовин, можуть бути використані і для розрахунку тиску зв'язних сипких речовин з деяким додатковим запасом міцності стінок.

При великих значеннях початкового опору зсуву уточнене значення тиску на вертикальні стінки:

$$\sigma = n_d e K (h - h_0) \gamma,$$

де h_0 – висота вертикальної вільностоячої стінки:

$$h_0 = \frac{2\tau_0}{\gamma} \cdot \frac{1 + \sin \varphi}{\cos \varphi} \approx \frac{4,7\tau_0 \sqrt{f}}{\gamma}.$$

Коефіцієнт зависання ε визначають з формули (8.18):

$$\chi = \frac{K(h - h_0)f_1}{\rho}.$$

Коефіцієнти динамічності n_d і бічного тиску K

знаходять так само, як і при розрахунку бункерів для добресипких речовин.

У випадку завантаження бункера сипкою речовиною з "шапкою" (рис. 8.10) приведену висоту $h_{\text{пр}}$ для поганосипких речовин розраховують при конічній вільній поверхні за формулою:

$$h_{\text{пр}} = h + \frac{A_b}{6} \left(\frac{f}{2} + \sqrt{\frac{f^2}{4} + \frac{2\tau_0}{A_b\gamma}} \right).$$

У випадку завантаження бункера сипкою речовиною із поверхнею дахоподібної форми (щілинні бункери):

$$h_{\text{пр}} = h + \frac{A_b}{4} \left(\frac{f}{2} + \sqrt{\frac{f^2}{4} + \frac{2\tau_0}{A_b\gamma}} \right).$$

Тиск на похилі стінки неглибоких бункерів, що завантажені погано сипкими речовинами, визначають за формулою:

$$\sigma = n_d \gamma [h \cos^2 \alpha + m_i (h - h_0) \sin^2 \alpha]. \quad (8.20)$$

Якщо висота стовпа сипкої речовини h менша, ніж максимальна висота вертикального відкосу h_0 , то тиск зв'язних сипких речовин на похилі стінки неглибоких бункерів [6, 7]:

$$\sigma = n_d \gamma h \cos^2 \alpha. \quad (8.21)$$

8.5.2. Визначення тиску сипких речовин на дно бункера

Тиск сипких речовин, що за властивостями близькі до рідин (аеровані, надлишково зволожені), на дно бункерів знаходять за формулою (8.19). За цією формулою також можна визначити тиск сипкої речовини на дно неглибоких бункерів, що знаходяться в стані інтенсивних вібрацій, максимальні прискорення яких перевищують деяке критичне значення:

$$J_{KP} = g \frac{1 - m_i^2}{1 + m_i^2},$$

де g - прискорення вільного падіння;
 m_i - коефіцієнт рухливості ідеально сипкого тіла, що визначається за формулою:

$$m_i = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi},$$

де φ – коефіцієнт внутрішнього тертя сипкої речовини.

Тиск на дно неглибоких бункерів визначають по формулах (8.20) і (8.21). Тиск вантажів на похилі стінки днища глибоких бункерів:

$$\sigma = n_d \gamma \left[\varepsilon (h - h_0) (\cos^2 \alpha + K \sin^2 \alpha) + h_0 \cos^2 \alpha \right]. \quad (8.22)$$

Коефіцієнт K визначають так само, як для добресипучих вантажів; коефіцієнт зависання ε знаходять по максимальному гідравлічному радіусу днища. За формулою (8.22) можна визначити тиск сипкої речовини на горизонтальні днища глибоких бункерів при $\alpha = 0$. Крім того, формула придатна також і для розрахунку бункерів для добресипучих речовин, якщо $h_0 = 0$ [6, 7].

Для наближеного визначення величини тиску на днище бункера можна використати рекомендовану Рогинським формулу [9]:

$$p = \frac{\gamma R}{fm}, \quad (8.23)$$

де γ – питома вага сипкого продукту, Н/м³;

R – гідравлічний радіус випускного отвору бункера, м;

f – коефіцієнт внутрішнього тертя сипкого матеріалу;

m – коефіцієнт рухомості сипкої речовини.

Згідно з даними того ж автора, середнє значення добутку коефіцієнтів fm для більшості сипких продуктів наближено рівний 0,18.

8.6. Розрахунок граничних розмірів випускних отворів

Зменшення діаметра отвору висипання дозованого сипкого продукту із бункера в мірну ємність дозатора може спричинити утворення над випускним отвором бункера стійких заторів із частинок сипкого продукту. Це може спричинити порушення нормальної роботи дозатора. Для того, щоб над випускним отвором бункера не утворювались стійкі затори, необхідно, щоб діаметр випускного отвору бункера був більшим за граничний діаметр затороутворювального отвору. Визначимо граничний діаметр випускного отвору бункера, при якому буде спостерігатись затороутворення.

На рис. 8.12 наведена розрахункова схема до визначення граничного діаметра випускного отвору бункера [9].

Виділимо елементарний об'єм $abba$ в товщі сипкого продукту, що утворює затор, за допомогою вертикальної циліндричної поверхні із твірною ab і поверхнями головних напружень aa і bb .

Визначимо вагу виділеного елемента:

$$G = \frac{\pi d^2}{4} \Delta h \gamma, \quad (8.24)$$

де G – вага виділеного елемента, Н;

d – розрахунковий діаметр випускного отвору, м;

Δh – висота виділеного елемента, м;

γ – питома вага сипкого продукту, кг/м³.

Умова рівноваги виділеного елемента визначається виразом:

$$G = \tau_6 \pi d \Delta h, \quad (8.25)$$

де τ_6 – напруження зсуву сипкого продукту.

Прирівнюючи праві частини рівнянь (8.24) і (8.25), отримаємо:

$$d = \frac{4\tau_0}{\gamma}. \quad (8.26)$$

Граничне значення напруження τ_0 зсуву сипкого продукту рівне:

$$\tau_0 = \tau_0(1 + \sin \phi), \quad (8.27)$$

де τ_0 – граничне значення початкового напруження зсуву сипкого продукту;

ϕ – кут природного відкосу сипкого продукту.

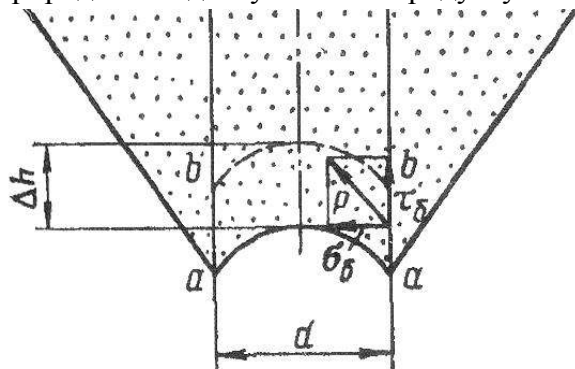


Рис. 8.12. Розрахункова схема до визначення граничного діаметра випускного отвору бункера

Підставляючи граничне значення початкового напруження зсуву сипкого продукту τ_0 з формули (8.27) у (8.26), отримаємо граничний діаметр отвору, при якому спостерігається утворення стійкого затору, виражений через параметри сипкого продукту:

$$d = \frac{4\tau_0(1 + \sin \phi)}{\gamma}. \quad (8.28)$$

Значення початкового напруження зсуву сипкого продукту τ_0 наближено визначають експериментальним шляхом за опосередкованою величиною h_0 вертикальної вільно стоячої стінки сипкої речовини:

$$\tau_0 = \frac{h_0 \gamma}{4}, \quad (8.29)$$

де h_0 – висота вертикальної вільно стоячої стінки сипкої речовини (рис. 8.19).

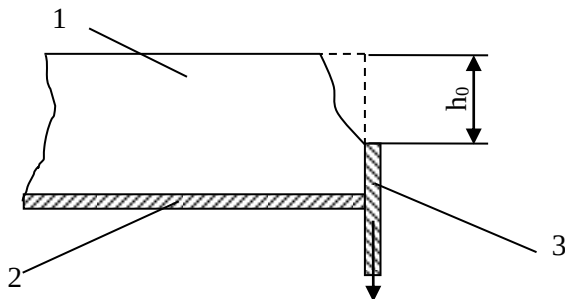


Рис. 8.13. Схема до визначення висоти вільно стоячої вертикальної стінки сипкого продукту:

1 – сипка речовина; 2 – ящик; 3 – рухома стінка

8.7. Приклад розрахунку граничного розміру випускного отвору бункера

Визначити граничний діаметр отвору бункера дозатора при якому буде спостерігатись утворення стійких заторів сипкої речовини. Дозований продукт – крупа гречана.

Питому вагу γ крупи гречаної приймаємо рівною $\gamma = 600 \text{ Н} / \text{м}^3$.

Для дозованої сипкої речовини висоту вертикальної вільностоячої стінки визначаємо експериментальним шляхом за описаною в п.8.6 методикою, $h_0 = 0,018 \text{ м}$.

За формулою (8.29) граничне початкове напруження зсуву шарів крупи гречаної:

$$\tau_0 = \frac{0,018 \cdot 600}{4} = 2,7 \text{ Н} / \text{м}^2.$$

Кут природного відкосу сипкої речовини також визначаємо експериментально. Для гречаної крупи ця величина рівна $\phi = 56^{\circ}$.

Підставляючи числові значення граничного початкового напруження зсуву τ_0 і кута природного відкосу ϕ у формулу (8.28) отримаємо значення діаметру отвору, при якому спостерігається утворення стійких заторів сипкого продукту:

$$d = \frac{4 \cdot 2,7(1 + \sin 56)}{600} \approx 0,033 \text{ м} = 33 \text{ мм.}$$

На основі результатів приведеного розрахунку для безперешкодного висипання дозованого продукту (крупа гречана) діаметр випускного отвору бункера не повинен бути меншим 33 мм.

8.8. Визначення зусилля відкривання шибера дозатора

Для дозування круп переважно використовують шиберні дозатори (рис.8.20), в яких доза сипкої речовини відмірюється об'ємом мірки 1 між двома шиберами 2 і 3, які, по чергово переміщуючись, відсікають дозу сипкої речовини від бункера 4.

Основою розрахунку таких дозаторів є визначення необхідного зусилля переміщення шибера при його відкриванні.

Розрахункова схема до визначення зусилля відкривання шибера наведена на рис. 8.14.

Для визначення сили технологічного опору спершу визначають тиск, що сприймає шибер від сипкого продукту в бункері. Багатьма дослідниками встановлено, що із збільшенням висоти засипки сипкого продукту в бункер тиск на дно бункера, а як наслідок – і на шибер, зростає повільно, оскільки частина тиску маси кожного

шару сипкого продукту сприймається стінками бункера внаслідок сил тертя між частинками матеріалу, а також сил тертя між сипким матеріалом і стінками бункера.

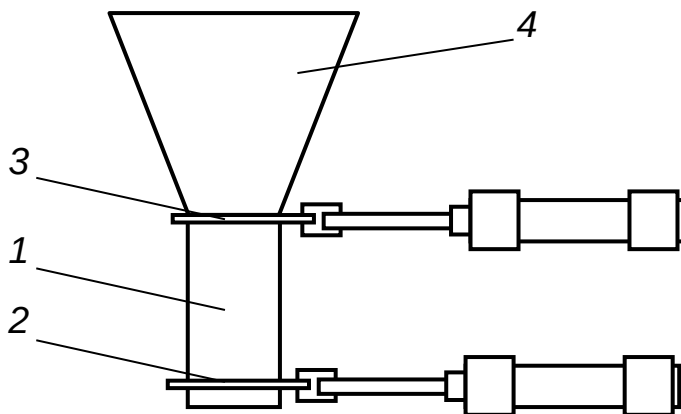


Рис. 8.14. Схема шибрного дозатора:
1 – мір; 2 – нижній шибер; 3 – верхній шибер; 4 – бункер

При проектному розрахунку для наближеного визначення величини тиску на горизонтальний шибер можна використати рекомендовану Рогинським [9] формулу:

$$p = \frac{\gamma R}{fm}, \quad (8.30)$$

де γ – питома вага сипкого продукту, Н/м³;

R – гідралічний радіус випускного отвору бункера, м;

f – коефіцієнт внутрішнього тертя сипкого матеріалу;

m – коефіцієнт рухомості середовища.

Середнє значення добутку коефіцієнтів fm для більшості сипких продуктів складає 0,18.

Ввівши у формулу (8.30) додатковий коефіцієнт K_0 , який враховує особливості експлуатації бункера, отримаємо формулу для наближеного практичного визначення тиску сипкого продукту в бункері на

горизонтальний шибер:

$$p = 5,6K_0\gamma R, \quad (8.31)$$

де K_0 – коефіцієнт, який враховує особливості експлуатації бункера ($K_0 = 1$ для невикористовуваних бункерів, $K_0 = 2$ для повністю випорожнюваних бункерів, $K_0 = 1,5$ для частково випорожнюваних бункерів).

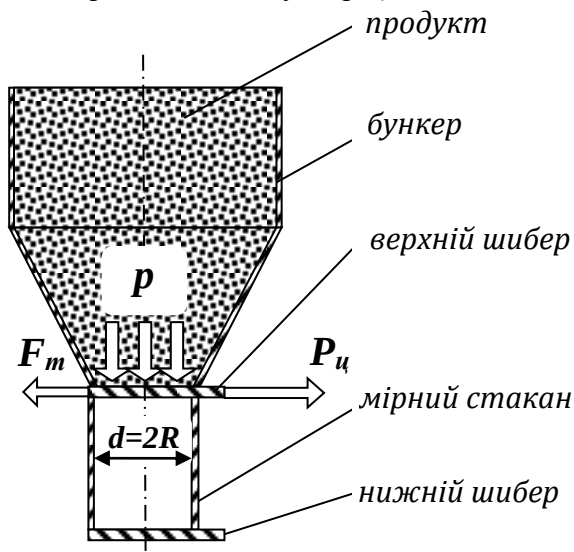


Рис. 8.15. Розрахункова схема до визначення зусилля відкриття шиберу

Силу опору переміщенню шиберу можна розглядати як суму сил тертя поверхні шиберу по сипкому продукту, що знаходиться безпосередньо над шибером, і сил тертя поверхні шиберу по матеріалу напрямних корпусу:

$$F_m = F_1 + F_2, \quad (8.32)$$

де F_1 – сила тертя поверхні шиберу по поверхні сипкого продукту, що знаходиться над шибером, Н;

F_2 – сила тертя поверхні шиберу по матеріалу направляючих корпусу, Н.

Силу тертя поверхні шибера по поверхні сипкого продукту можна визначити за формулою:

$$F_1 = p \cdot S_w \cdot f_1, \quad (8.33)$$

де p – тиск зі сторони сипкого продукту на шибер, Н/м²;
 S_w – площа поверхні шибера, яка контактує із продуктом, м²;
 f_1 – коефіцієнт тертя поверхні шибера по сипкому продукту.

Враховуючи, що для круглого отвору

$$S_w = \frac{\pi d^2}{4} = \pi R^2,$$

формула (8.33) набуває вигляду:

$$F_1 = p \cdot \pi \cdot R^2 \cdot f_1. \quad (8.34)$$

Сила тертя поверхні шибера по матеріалу направляючих корпуса F_2 рівна:

$$F_2 = p \cdot \pi \cdot R^2 \cdot f_2, \quad (8.35)$$

де f_2 – коефіцієнт тертя поверхні шибера по поверхні напрямних.

Визначивши сумарну силу опору відкриття шибера за формулою (8.32) підбирають необхідний привід.

8.9. Приклад визначення зусилля відкривання шибера дозатора

Визначити зусилля опору відкриття шибера дозатора. Вхідні дані для розрахунку наведені у табл. 8.3.

Враховуючи умови експлуатації дозатора приймаємо значення коефіцієнта $K_0 = 1,5$.

За формулою (8.31) визначаємо величину тиску сипкого продукту в букері на горизонтальний шибер:

$$p = 5,6 \cdot 1,5 \cdot 600 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 403 \text{ Н}.$$

Сила, яка повинна бути прикладена до шибера для його відкривання витрачається на подолання сили опору

переміщення шибера F_m .

Таблиця 8.3

Вхідні дані для розрахунку зусилля опору відкриття шибера дозатора

№ п/п	Вхідні дані	Числові значення вхідних даних
1	Питома вага сипкого продукту γ	$600 \text{ Н} / \text{м}^3$ (крупя гречана)
2	Радіус отвору висипання сипкої речовини R	$R = 80 \text{ мм}$

Довідникове значення кута тертя гречаної крупи по поверхні сталі $\phi = 17^\circ \div 27^\circ$. Приймаємо $\phi = 21^\circ$. Тоді коефіцієнт тертя $f_1 = \tan \phi = 0,384$.

Силу тертя поверхні шибера по поверхні сипкого продукту, що знаходиться над шиберам, розраховуємо за формулою (8.34):

$$F_1 = 403 \cdot 3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,384 \approx 3,1 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт тертя поверхні шибера по поверхні направляючих (сталь-сталь) знаходиться в межах $f_2 = 0,21 \div 0,32$. Приймаємо $f_2 = 0,32$, тоді сила тертя поверхні шибера по матеріалу направляючих корпуса F_2 за формулою (8.35) рівна:

$$F_1 = 403 \cdot 3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,32 \approx 2,6 \text{ Н}.$$

Сила опору відкривання шибера дозатора за (8.32):

$$F_m = 3,1 + 2,6 = 5,7 \text{ Н}.$$

Таким чином, для відкривання шибера дозатора необхідно до прикласти силу $P_y \geq 5,7 \text{ Н}$.

9. РОЗРАХУНОК ЖИВИЛЬНИКІВ СИПКИХ РЕЧОВИН

Живильники призначені для рівномірної подачі продукту із заданою інтенсивністю до зважувальної ємності дозатора.

9.1. Розрахунок стрічкового живильника

Стрічкові живильники мають в основі короткі стрічкові конвеєри, що приводяться в рух покрововими електродвигунами. Покровові двигуни забезпечують різну інтенсивність потоку продукції. На рис. 9.1 наведена характерна схема стрічкового живильника.

Регулювання інтенсивності потоку продукції також можна забезпечувати заслінкою 2. Для пилоподібної продукції жолоб виконують закритим, а для легкосипкої — відкритим. В пакувальних машинах стрічкові живильники встановлюються горизонтально або під незначним кутом в сторону зважувальної ємності.

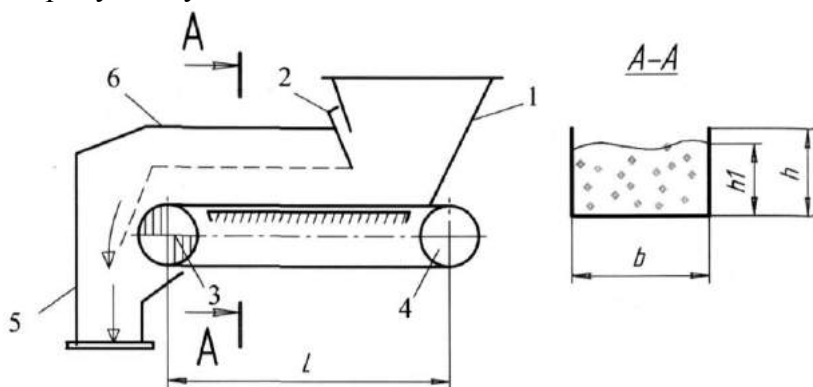


Рис. 9.1 Схема стрічкового живильника:

1- бункер-накопичувач; 2 – регулювальна заслінка; 3 – приводний барабан; 4 – натяжний барабан; 5 – випускний патрубок; 6 – жолоб

Продуктивність живильника визначають за формулою:

$$Q = 3600 \cdot F \cdot v_k \cdot \psi \cdot \rho \cdot k_3,$$

де F – площа поперечного перерізу жолоба живильника, (м²):

$$F = b \cdot h,$$

де b, h – ширина і висота поперечного перерізу жолоба;

v_k – лінійна швидкість переміщення продукції, приймають рівною швидкості стрічки v_c живильника, (м/с);

ψ – коефіцієнт заповнення жолоба продукцією,

$$\psi = \frac{h_1}{h},$$

де h – рівень продукту в жолобі;

k_3 – коефіцієнт нерівномірності заповнення жолоба продукцією по його довжині L .

Потужність привода живильника визначимо із формули:

$$N = (N_1 + N_2) \cdot \frac{k_{3п}}{\eta},$$

де N_1 – складова потужності, що визначається за класичними методами розрахунку стрічкових конвеєрів,

$$N_1 = \frac{W \cdot v_c}{1000},$$

W – тягове зусилля на приводному барабані конвеєра, визначається методом обходу по контуру конвеєра;

N_2 – складова потужності, що витрачається на подолання сил тертя продукції по нерухомих напрямних жолоба;

$k_{3п}$ – загальний коефіцієнт запасу, враховує можливі затори, подрібнення твердих частинок продукції, тощо, приймають $k_{3п} \approx 1,2-1,5$.

Складову потужності N_2 можна визначити:

$$N_2 = \frac{P_2 \cdot v_c}{1000}, \text{кВт}$$

де P_2 – сила опору переміщенню продукції вздовж нерухомих напрямних.

Так як напрямні є по обидва боки, то P_2 визначається:

$$P_2 = 2 \cdot p_H \cdot \frac{h_1}{2} \cdot L \cdot f',$$

де p_H — тиск сипкої продукції на вертикальну стінку жолоба, можна визначити як:

$$p_H = h_1 \cdot \rho \cdot K,$$

L – довжина робочої зони живильника;

f' – коефіцієнт тертя ковзання сипкої продукції по напрямних жолоба.

9.2. Розрахунок шнекового живильника

Ці живильники застосовують для транспортування пило- і порошкоподібної продукції, а також продукції із схильністю до швидкого злипання. Шнекові живильники складаються із кожуха (частіше циліндричного), всередині якого розміщені один або два шнеки, а також бункера-накопичувача, заслінки для регулювання подачі продукції і вивідного патрубку (рис. 9.2).

Залежно від компонування їх в пакувальному обладнанні вони можуть мати окремий кожух і мати єдиний корпус з дозатором (наприклад, в шнекових дозаторах). За розташуванням вони бувають горизонтальними і полого нахилені під кутом до 20° . Шнек живильника здебільшого виготовляють точінням або литтям і точінням. Він може мати гвинтову поверхню одно-, дво- або тризахідну.

Поверхня шнека може бути суцільної, стрічкової або

переривчастої у вигляді окремих лопатей фасонної форми. Шнек із суцільною поверхнею переважно застосовують для переміщення злежаної, в'язкої продукції, а також коли за технологічним процесом потрібно здійснювати інтенсивне перемішування продукції.

Інтенсивність подачі продукції шнековим живильником за сталих значень геометричних і кінематичних параметрів шнека залежить від структурно-механічних властивостей продукції.

Для визначення продуктивності пристрою і аналізу її складових параметрів розглядають дві умови: продукція переміщується без проковзування по гвинтових поверхнях і з проковзуванням.

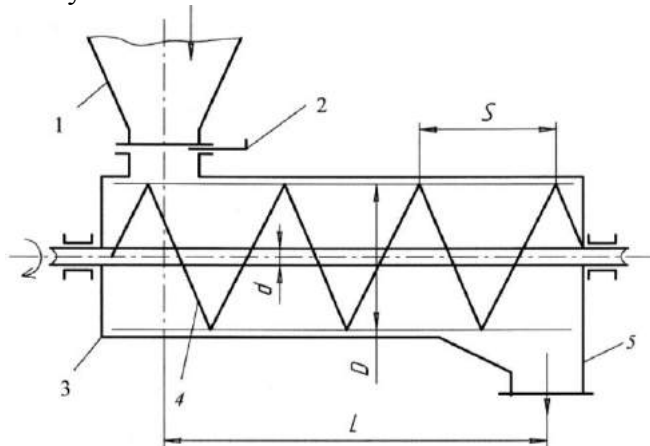


Рис. 9.2. Схема шнекового живильника:

- 1- бункер –накопичувач; 2 – заслінка; 3 – кожух; 4 – шнек;
5 – випускний патрубок

Розглянемо переміщення продукції без проковзування, тобто продукція не проковзується разом із шнеком і не обсипається у межах міжвиткової порожнини. За цієї умови продуктивність визначається за формулою:

$$Q = F \cdot v_0 \cdot \psi \cdot \rho, \quad (9.1)$$

де F – активна площа поперечного перерізу гвинтової поверхні, визначимо як $F = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$;

D, d – зовнішній і внутрішній діаметр гвинтової поверхні;

v_0 – осьова швидкість переміщення продукції, $v_0 = \frac{S \cdot n}{60}$,

де S – крок гвинтової лінії, для легкосипкої продукції, приймають $S=D$, а для важкосипкої $S=0,8D$;

n – частота обертання шнека;

ψ – коефіцієнт заповнення шнека продукцією, $\psi=0,75-0,9$;

ρ – густина продукції.

Частота обертання шнека n приймається залежно від властивостей продукції і зовнішнього діаметра шнека; вона повинна забезпечувати спокійне, без пересипання через вал переміщення продукції; частота обертання зменшується із збільшенням діаметра шнека, щільності і абразивності продукції. Найбільшу частоту обертання (об/хв) шнека можна визначити за емпіричною формулою:

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D}},$$

де A — емпіричний коефіцієнт, залежить від властивостей продукції (для борошна $A = 65$, для соди $A = 50$, для солі $A = 45$).

Для забезпечення нормальної роботи шнекового живильника приймають:

$$n \leq \frac{n_{\max}}{1,5 \dots 2,5}.$$

Підставивши у формулу (9.1) вирази для визначення вхідних параметрів, одержимо:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot \frac{S \cdot n}{60} \cdot \psi \cdot \rho.$$

Безумовно, продукція в шнековому живильнику переміщатися без проковзування не може, так як є

складною дисперсною системою, в якій тверді частинки є відокремленими одна від одної і можуть за рахунок сил тертя втягуватись слідом за рухом шнека. А це явище зменшує швидкість переміщення продукції в осьовому напрямку (рис. 9.3).

Якби тертя між продукцією і гвинтовою поверхнею шнека не існувало, то частинки продукції переміщалися б уздовж вектора нормальної складової v_n . Завдяки дії сил тертя напрям руху частинок дещо змінюється від вектора v_n на кут β і відповідає вектору v_r .

Тоді швидкість переміщення продукції в осьовому напрямку дорівнює вектору v_{or} і визначиться із залежності:

$$v_{or} = v_r \cdot \cos(\alpha + \beta) = \frac{v_n}{\cos \beta} \cdot \cos(\alpha + \beta) = v \cdot \sin \alpha \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} =$$

$$= v_0 \cdot \frac{\sin \alpha}{\tan \alpha} \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = v_0 \cdot \cos \alpha \cdot (\cos \alpha - \sin \alpha \cdot \tan \beta).$$

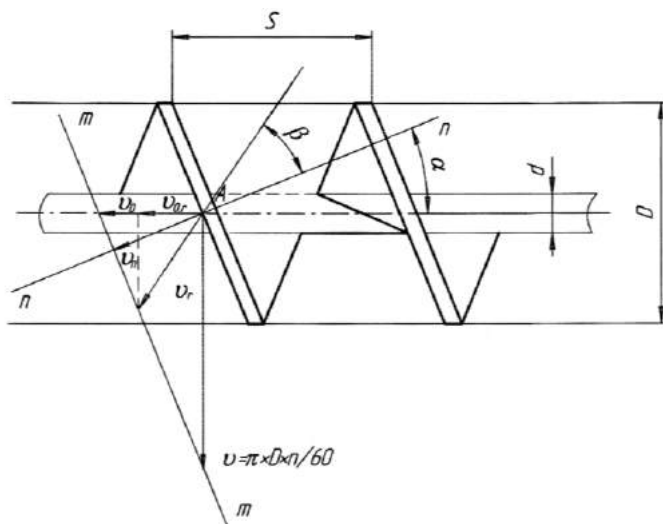


Рис. 9.3. План швидкостей переміщення сипкої продукції шнековим живильником

Так як $tg\beta=f'$ – коефіцієнт тертя ковзання продукції по гвинтовій поверхні шнека, то

$$v_{or} = v_0 \cdot \cos \alpha \cdot (\cos \alpha - f' \cdot \sin \alpha), \quad (9.2)$$

де α – кут нахилу гвинтової поверхні.

Введемо позначення:

$$\cos \alpha \cdot (\cos \alpha - f' \cdot \sin \alpha) = k_n, \quad (9.3)$$

де k_n – коефіцієнт подачі продукції у шнековому живильнику.

Після введення позначення формула (9.2) буде мати вигляд:

$$v_{or} = v_0 \cdot k_n.$$

Як видно із формули (9.3), коефіцієнт подачі залежить від кута α і коефіцієнта тертя продукції по гвинтовій поверхні.

Встановлено, що наближене до оптимального значення a_{opt} , можна визначити як:

$$a_{opt} \cong 0,5 \cdot arctg f' = 0,5 \cdot \beta.$$

Приймаючи значення a , потрібно погодити з його допустимим значенням:

$$[a] = arctg \frac{S}{\pi \cdot D}.$$

Для даної умови переміщення продукції продуктивність шнекового живильника визначиться:

$$Q = 3600 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot \frac{S \cdot n}{60} \cdot k_n \cdot \psi \cdot \rho, \text{ т/год.}$$

Витрати енергії для переміщення продукції можна визначити за загальновідомою формулою:

$$N = \frac{Q \cdot g \cdot L}{3.6 \cdot \eta} \cdot (\omega' \cdot \cos \gamma \pm \sin \gamma), \text{ Вт,}$$

де L – довжина робочої частини шнекового живильника, м;
 ω' – загальний коефіцієнт опору переміщенню шнека, приймають в залежності від властивостей продукції (для

борошна $\omega'=1,2$; для соди $\omega'=1,6$; для солі $\omega'=2,5$);

γ – кут нахилу шнека до горизонту.

Найбільше значення діючої на шнек поздовжньої сили визначають за формулою:

$$P = \frac{M_0}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \beta)}$$

де M_0 – крутний момент (Нм) на валу шнека:

$$M_0 = \frac{N \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}.$$

9.3. Розрахунок живильника тарілчаного типу

В літературі іноді хивильники тарілчаного типу ще називають дисковими, оскільки основним робочим органом таких живильників є тарілка або диск. За конструктивним виконанням вони можуть бути з рухомою або нерухомою тарілкою, виконані у вигляді скребкового пристрою, сітки, однак найбільш поширеними в пакувальних машинах є живильники з рухомою тарілкою (рис. 9.4).

В такому живильнику продукція надходить з бункера-накопичувача через манжету, яка за допомогою пристрою регулювання може переміщатися догори або донизу на поверхню тарілки, утворюючи фігуру, подібну до зрізаного конуса. Кут при основі конуса φ рівний куту природного відкосу, із збільшенням висоти розташування манжети продукція покриває більшу площу на тарілці.

В позиції розвантаження живильника над поверхнею тарілки під кутом β встановлений скребок, який направляє відокремлений потік продукції в лійку 3. В залежності від частоти обертання тарілки і висоти розташування манжети змінюється в більшу чи меншу сторону інтенсивність потоку продукції. В машинах з автоматичною системою керування інтенсивність потоку також керується автоматично.

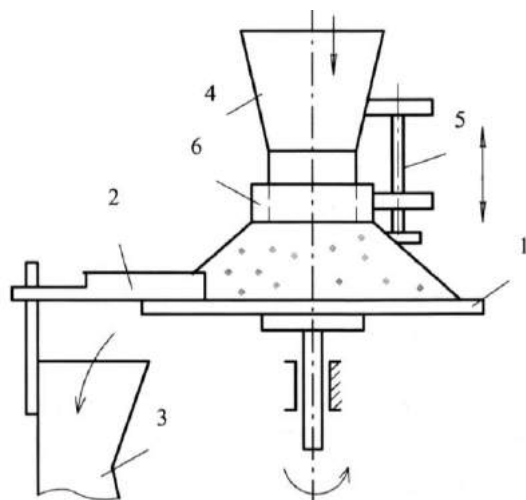


Рис. 9.4. Схема тарілчастого живильника:

1 – тарілка; 2 – скребок; 3 – лійка; 4 – бункер; 5 – механізм регулювання; 6 – манжета

Проаналізуємо способи ефективного керування продуктивністю живильника.

В загальному вигляді продуктивність тарілчастого живильника можна визначити:

$$Q = V \cdot \rho \cdot n \cdot \psi,$$

де V – кільцевий об'єм продукції, відокремлений скребком, визначимо як максимально можливий (скребок встановлено врівень з манжетою):

$$V = F \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_0,$$

де F – площа поперечного перерізу кільцевого об'єму продукції, яка визначається за формулою (рис. 9.5):

$$F = 0,5 \cdot h \cdot (R - r) = \frac{h^2}{2 \cdot \operatorname{tg} \phi},$$

де h – відстань розташування манжети відносно несучої поверхні тарілки, максимально допустиму можна визначити за формулою:

$$h = \frac{R-r}{\operatorname{tg} \phi},$$

де R_0 — відстань від центру ваги поперечного перерізу кільцевого об'єму до осі обертання тарілки, визначається за формулою:

$$R_0 = r + \frac{1}{3} \cdot (R-r).$$

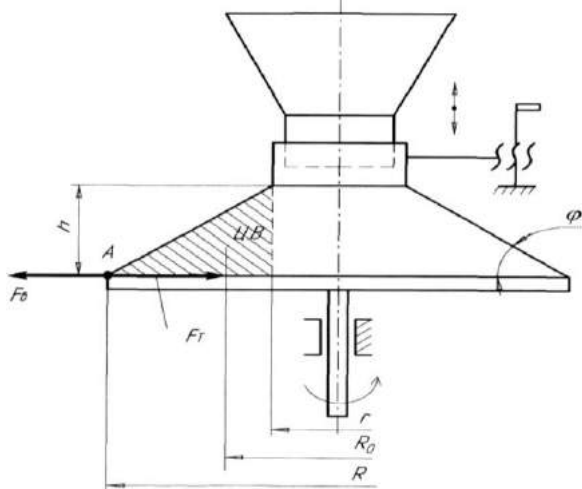


Рис. 9.5. Схема до розрахунку тарічкового живильника

Підставивши вирази для визначення вхідних параметрів, одержимо:

$$Q = \frac{\pi \cdot h^2}{\operatorname{tg} \phi} \cdot n \cdot \psi \cdot \rho \cdot \frac{1}{3} \cdot (2 \cdot r + R). \quad (9.4)$$

З формули (9.4) видно, що параметри, якими можна регулювати інтенсивність потоку продукції, що поступає в зважувальну ємність, є n і h . Потрібно також відмітити, що найефективніше змінювати параметр h , так як він в другому степені.

Однак h може змінюватись від $h_{\max} = (R_{\max} - r) / \operatorname{tg} \phi$ до нуля, тобто при заданій частоті обертання тарілки

$Q_{\max}=f(h_{\max})$. Розглянемо межі змінення частоти обертання тарілки.

Розглянемо стан матеріальної частинки в точці A під час обертання тарілки. На матеріальну частинку діє відцентрова сила, яка сприяє виходу її за межі тарілки, і сила тертя між частинкою і поверхнею тарілки, що утримує частинку на поверхні тарілки. Припустимо, що рух тарілки усталений, зв'язок між іншими частинками відсутній.

Для забезпечення нерухомості частинки потрібно, щоб виконувалась умова:

$$F_T \geq F_B,$$

де F_m – сила тертя частинки по поверхні тарілки, визначається, яка визначається за формулою:

$$F_T = m \cdot g \cdot f_1,$$

де m – маса частинки;

f_1 – коефіцієнт тертя покою частинки по поверхні тарілки;

F_B – відцентрова сила, що діє на матеріальну частинку, визначається:

$$F_B = \frac{m \cdot v^2}{R} = \frac{m}{R} \cdot \left(\frac{2\pi \cdot R \cdot n}{60} \right)^2.$$

Підставивши вирази для визначення F_T і F_B , прийнявши $g \approx \pi^2 \approx 10$, одержимо:

$$n_{kp} \cong 42 \cdot \sqrt{\frac{f_1}{2 \cdot R}}.$$

Для гарантованого забезпечення найвищої продуктивності живильника приймають

$$n = n_m \cong \frac{n_{kp}}{2 \dots 3}.$$

Забезпечення рівномірної подачі продукції живильником потребує технологічних витрат енергії. Технологічні витрати пов'язані з подоланням опорів тертя

продукції по поверхні тарілки та скребка, а також на подрібнення продукції скребками і переміщення всіх рухомих деталей пристрою.

У загальному вигляді вираз для визначення технологічних витрат енергії можна записати:

$$N = \frac{N_1}{\eta} \cdot \left(1 + \frac{f_2}{f_1} \cdot \cos \beta\right) \cdot k,$$

де N_1 – витрати енергії на подолання сил опору від тертя продукції по поверхні тарілки, $N_1 = \frac{P \cdot v_0}{1000}$;

P – сила тертя продукції по поверхні тарілки:

$$P = F \cdot \rho \cdot g \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot f_1;$$

v_0 – лінійна швидкість обертання центра ваги поперечного перерізу кільцевого об'єму продукції:

$$v_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot n}{60};$$

β – кут між вектором швидкості переміщення продукції і проекцією поверхні скребка на тарілку (кут встановлення скребка);

f_2 – коефіцієнт тертя ковзання продукції по поверхні скребка;

k – коефіцієнт, що враховує інші витрати енергії за сталого режиму руху, приймають $k \approx 1,2-1,5$.

9.4. Розрахунок роторного живильника

Характерною конструктивною особливістю цих живильників є те, що основним робочим органом в них є ротор з комірками, які і забезпечують рівномірну подачу продукції. Він складається (рис. 9.6) із: корпусу 1; завантажувальних і розвантажувальних патрубків 6 і 7; ротора 2 з комірками, який виготовляється разом з валом 3; приводу 4, 5.

Основними перевагами таких дозаторів є: простота конструкції, універсальність і можливість застосування в різних технологічних схемах.

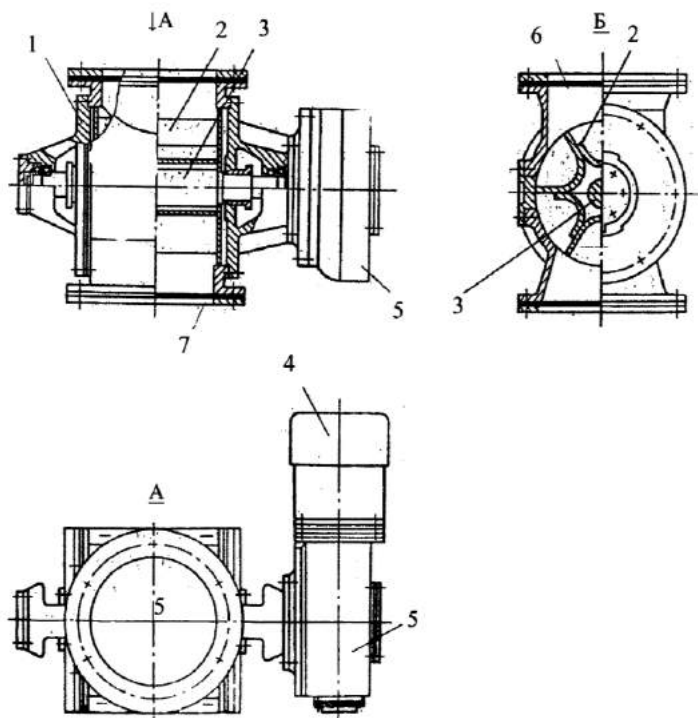


Рис. 9.6. Роторний живильник

До недоліків можна віднести: обмежену продуктивність по дозах, що викликано обмеженням критичної частоти обертання ротора. Вивантаження продукції з комірок здійснюється за рахунок сил тяжіння продукції і відцентрової сили.

Інтенсивність подачі продукції живильником у зважувальну систему визначається за формулою:

$$Q = S_0 \cdot l \cdot z \cdot n \cdot \rho \cdot \psi,$$

де S_0 – площа поперечного перерізу однієї комірки;

l – довжина комірки;

z – кількість комірок у роторі;

n – частота обертання ротора ($n \approx 0,5-1,2 \text{ c}^{-1}$);

ψ – коефіцієнт заповнення комірки.

Потужність привода роторного живильника залежить від сили тертя продукції, що переміщається по внутрішній поверхні корпусу живильника й визначається за формулою:

$$N = \frac{f_0 \cdot F_0 \cdot p \cdot V_0}{1000} \cdot k_0,$$

де f_0 – коефіцієнт тертя продукції по поверхні корпусу живильника;

F_0 – площа поперечного перерізу горловини бункера над ротором;

V_0 – колова швидкість ротора.

10. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОМАТІВ ЗАГОРТАННЯ ШТУЧНИХ ВИРОБІВ

Загортувальні автомати для загортання штучних виробів поділяються на два класи.

В автоматах **першого класу** є загорткова камера, через яку проходять вироби. За один кінематичний цикл (оберт кулачкового вала) до виробу підводяться один або декілька виконавчих механізмів.

В автоматах **другого класу** відсутня загорткова камера. Вироби в таких автоматах переміщуються ротором від одного виконавчого механізму до іншого.

Тривалість одного загорткування $T=2\pi/\omega$, де ω – кутова швидкість кулачкового вала.

Час роботи машини із стрічкою довжиною L_p при довжині етикетки L_e буде

$$\tau_p = 2L_p \pi / (L_e \omega).$$

Тоді загальний коефіцієнт продуктивності автомата при неперервній подачі продукту:

$$\eta = \frac{1}{1 + 2\tau_n \omega \eta_s L_e \delta / \left[\pi^2 (d^2 - d_0^2) \right]}. \quad (10.1)$$

Продуктивність загортувального автомату (в кг/год) з врахуванням браку, обумовленого роботою загортувальних механізмів:

$$P = 3600 \eta \eta_3 a / (T) = 572 a \eta \eta_3 \omega,$$

де η – загальний коефіцієнт використання, який знаходять за формулою (10.1);

η_3 – коефіцієнт, який враховує брак в результаті поганого загорткування, $\eta_3=0,99$;

a – число паралельних потоків, частіше $a=1$;

T – число виробів в 1 кг;

ω – кутова швидкість кулачкового валу, *рад/с*.

10.1. Визначення технологічних зусиль в функціональних пристроях загортувальних автоматів першого класу

Добре загортання виробів можливе за умови, що пакувальний матеріал щільно прилягає до виробу. Сила, з якою можна обгортати виріб пакувальним матеріалом, залежить від механічної характеристики пакувального матеріалу.

Схема обгортання виробу пакувальним матеріалом показана на рис. 10.1, а.

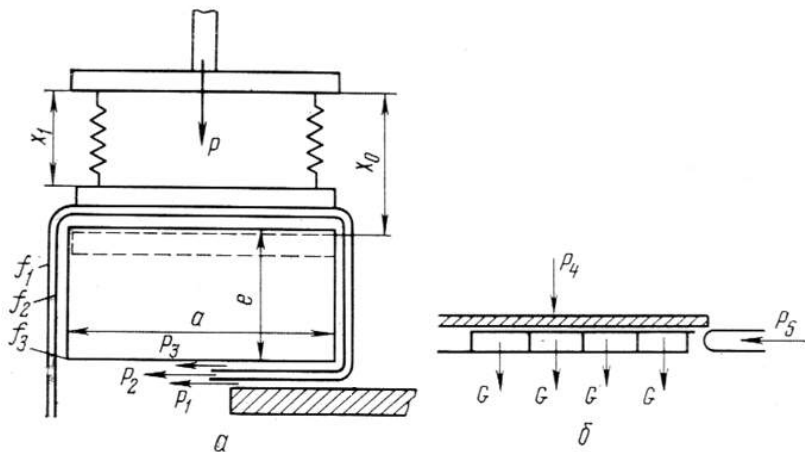


Рис. 10.1. Схема дії сил:

a – при підгортанні етикетки; *б* – при зсуві загорнутих виробів

Виріб притискається до повзуна з силою $P+G$ (в Н):

$$P = k(x_0 - x_1),$$

де k – загальна жорсткість пружин, Н/м;

x_0 – початкова довжина пружини, м;

x_1 – кінцева довжина пружини, м.

Сила $P+G$ не повинна руйнувати виріб, тому:

$$P+G = qab, \quad (10.2)$$

де q – допустиме навантаження на виріб, Па;

a, b – ширина і довжина виробу, м.

Тоді

$$qab \geq k (x_0 - x_1).$$

На основі цієї рівності підбирається пружина. Коефіцієнт тертя між виробом і внутрішньою обгорткою f_3 , між обгортками f_2 , а між повзуном і зовнішньою обгорткою f_1 .

На зовнішню обгортку з однієї сторони діє сила $P_1 = (P+G) f_1$, а з іншої – сила $(P_2+G)f_2$.

Якщо коефіцієнт тертя $f_1 < f_2$, то в зовнішній упаковці виникає розтягуюча сила, рівна $\sigma_1 S_1$, яка з силою P_2 зрівнює силу P_1 :

$$P_1 = P_2 + \sigma_1 S_1,$$

де σ_1 - напруження в упаковці, Па;

S_1 – поперечне січення упаковки, м².

$$(P+G)f_1 = (P+G)f_2 + \sigma_1 S_1,$$

звідки

$$\sigma_1 = (P+G) (f_1 - f_2) / S_1 \leq R_z,$$

де R_z – допустиме напруження на розрив для упаковки, Па.

Вже при $f_2 = f_1$ зовнішня етикетка не буде натягуватись.

Аналогічно запишемо для підгортки:

$$(P+G)f_2 = (P+G)f_3 + \sigma_2 S_2,$$

$$\sigma_2 = (P+G) (f_2 - f_3) / S_2 \leq R_z.$$

Важливо враховувати умову $f_1 > f_3$. Однак ця умова не завжди виконується. Зустрічаються випадки загортання, коли $f_1 < f_3$ і все ж таки виконується загортання. Це досягається завдяки точному положенню виробу по відношенню до повзуна.

Сила, що діє на підгинач (в Н):

$$P_1 = (P+G) f_{\min}.$$

Аналогічно знаходиться зусилля на всіх підгиначах. Зусилля на штовхачі при зсуві виробу (рис. 10.1, б):

$$Gnf + P_4f + Pf = (Gn + 2P_4)f = P_5,$$

де n – кількість виробів, одночасно зсунутих на столі;

P_4 – зусилля притискача;

G – вага виробу;

f – коефіцієнт тертя.

10.2. Визначення технологічних зусиль в функціональних пристроях автоматів другого класу

В автоматах другого класу зусилля при обгортанні виробу пакувальним матеріалом визначається дещо поіншому, ніж в автоматах першого класу.

Згідно з рис. 10.4,а, сила тертя $2P_0f$, що виникає при затисканні виробу в лапках загортувального ротора, повинна зрівнювати тиск P верхнього прижиму і вагу виробу:

$$2P_0f = P + G.$$

Як тільки загортувальний ротор починає повертатися, тиск лапок на виріб зміниться і не буде однаковим. Розглянемо випадок обертання горизонтального загортувального ротора.

При нерівномірному обертанні горизонтального загортувального ротора з'явиться сила тертя P_m обгортки в нерухомому направляючу, а також виникає сила інерції P_i , яка може бути перенесена в центр ваги виробу O_2 і представлена складовими P_{i1} і P_{i2} при умові додавання моменту M . Схема загортувального ротора з кінематично пов'язаними лапками і розташування сил приведені на рис. 10.4, б.

Як при нерухомому, так і при обертовому загортувальному роторі 1 пружини 2 не повинні змінювати деформації ($z_0 - z_1$). Це означає, що сума сил $P_1 + P_2$, діючих на лапки 3, залишається величиною постійною і рівною $2P_0$. Це не складно довести шляхом наступних міркувань.

При нерухомому барабані при умові повної симетрії сила (в Н):

$$P_0 = k (z_0 - z_1) l_1 / l_2 \quad (10.3)$$

де z_0 – довжина пружини в вільному стані, мм;
 z_1 – довжина пружини, коли виріб зажатий в лапках
 загортувального ротора, мм;
 k – жорсткість пружини, Н/мм.

Палець 5 не давить на стінки паза 6. Якщо зусилля на лівій лапці P_1 менше, чим P_2 на правій лапці, то палець 5 давить на стінку паза 6 і передає частину зусилля P_2 на ліву пружину. В цьому випадку рівновага лапки 3 запишеться так:

$$P_2 l_2 - k (z_0 - z_1) l_1 + P_3 l_3 = 0.$$

Сила P_3 визначиться з умови рівноваги лівої лапки:

$$P_3 = [k(z_0 - z_1) l - P_1 l_2] / l_3.$$

Враховуючи значення P_3 , отримаємо:

$$P_2 l_2 = k (z_0 - z_1) l_1 + [k(z_0 - z_1) l - P_1 l_2] (l_3 / l_3).$$

Звідки:

$$P_2 + P_1 = 2k (z_0 - z_1) l_1 / l_2.$$

Беручи до уваги рівність (10.3) отримаємо:

$$P_2 + P_1 = 2P_0.$$

По мірі збільшення сил P_{il} і P_{i2} тиск лівої лапки на виріб зменшується і може зробитися рівним нулю, а тоді сила $P_2 = 2P_0$. Відповідно, в граничний момент отримаємо співвідношення:

$$P_{il} + P_m = 2P_0. \quad (10.4)$$

Сила інерції визначається за формулою:

$$P_{il} = G' \varepsilon R,$$

де G' – маса виробу;

ε – кутове прискорення загортувального ротора;

R – радіус обертання центру ваги виробу.

Підставивши значення P_T і P_{il} в рівність (10.4), отримаємо:

$$G' \varepsilon R + (P + G) f_{min} = 2P_0. \quad (10.5)$$

З іншого боку, виріб повинен руйнуватись від тиску лапки із силою $2P_0$:

$$2P_0 \leq qbe,$$

де q – допустимий тиск на виріб;
 b, e – розміри виробу.

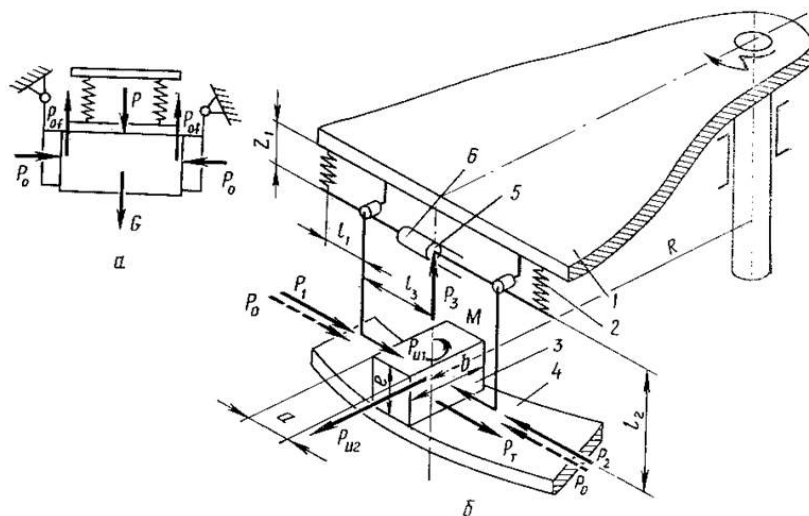


Рис. 10.4. Горизонтальний загортувальний ротор з кінематично зв'язаними лапками: а – схема сил при затисканні виробу; б – схема сил, які діють на виріб при обертанні

Підставляючи замість $P + G$ їх значення з рівності (10.2), ми можемо надати виразу (10.5) наступного виду:

$$G \epsilon R + qabf_{\min} < qbe.$$

Розв'язуючи його відносно ϵ , отримаємо:

$$\epsilon = q (be - abf_{\min}) / (G'R).$$

З'ясуємо, від чого залежить максимальна швидкість обертання горизонтального ротора.

Під дією відцентрової сили P_{i2} виріб намагається вискочити з лапок загортувального ротора. Цьому протидіє тільки сила тертя від тиск лапок 3, а момент M лише по-іншому перерозподіляє тиск P_1 і P_2 , не змінюючи їх суми, яка рівна $2P_0$, тому можна записати:

$$P_{i2} \leq 2P_0.$$

Звідки:

$$\omega_{\text{дон}} \leq \sqrt{2P_0 f / (G'R)} \leq \sqrt{q b e f / (G'R)}. \quad (10.6)$$

Умова розкриття лапок горизонтального загортувального ротора:

$$P_4 = 2k(z_0 - z_1)l_2/l_3.$$

Дещо по-іншому знаходять максимальне кутове прискорення і кутову швидкість для загортувального ротора.

Розподіл зусиль для вертикального ротора у випадку найбільшого стиснення цукерки наведено на рис. 10.5.

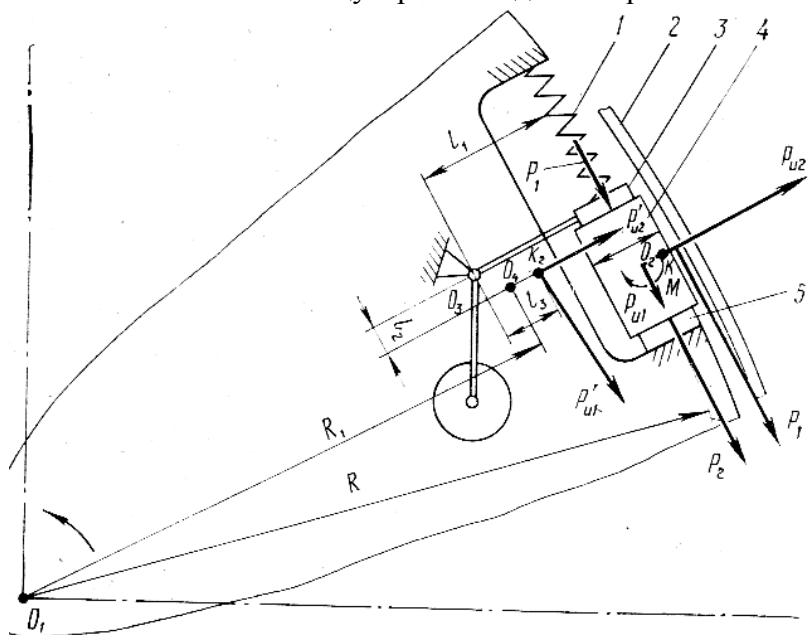


Рис. 10.5. Сили і моменти, які діють на виріб в кінематично не зв'язаних лапках вертикального загортувального ротора

При нерухомому загортувальному роторі зусилля

$$P_1 = k(z_0 - z_1) \quad (10.7)$$

від деформації пружини 1 повністю передається через щічку 3 і виріб 4 упору 5.

В момент прискореного обертання загортувального ротора з'являться сили інерції P_{i1} і P_{i2} , момент M від перенесення сили інерції P_{i1} в центр O_2 виробу, а також сили інерції P'_{i1} і P'_{i2} рухомої щітки і сили тертя P_m виробу в напрямку 2. Напрямок цієї сили протилежний відносній швидкості виробу.

В результаті тиску на упор 5 без урахування ваги самого виробу:

$$P_2 = P_1 + P_{i1} + M/l + (P'_{i1}l_3 - P'_{i2}l_2)/l_1 + P_m.$$

Сила P_2 не повинна руйнувати виріб, тому:

$$P_2 < qbe,$$

де q – допустимий тиск на виріб.

$$P_1 + P_{i1} + M/l + (P'_{i1}l_3 - P'_{i2}l_2)/l_1 + P_m \leq qbe.$$

Підставивши значення сили і моменту, отримаємо:

$$k(z_0 - z_1) + G'R\epsilon O_2 k / e + G'_u R_1 \epsilon l_3 / l_1 + G'_u \omega^2 R_1 l_2 / l_1 + qabf \leq qbe.$$

Звідси:

$$\epsilon = \frac{q(be - abf) - k(z_0 - z_1) + G'_u \omega^2 R_1 l_2 / l_1}{G'R(1 + O_2 k l e) + G'_u l_3 / l_1}.$$

Максимальне значення кутової швидкості знадемо із рівності:

$$P_{i2} = (P_1 + P''_2)f, \quad (10.8)$$

де f – коефіцієнт тертя виробу в щітку 3 і упор 5;

P''_2 – тиск упору на виріб при $\epsilon = 0$.

$$P''_2 = P_1 + P_m - G'_u \omega^2 R_1 l_2 / l_1 f.$$

Підставляючи значення P_1 , P_2 і P_{i2} в рівність (10.8) отримаємо:

$$G'\omega_{don}^2 R = (2P_1 + qabf_{min} - G'_u \omega_{don}^2 R_1 l_2 / l_1)f.$$

Вирішуючи рівність відносно ω_{don} і беручи до уваги (10.7), маємо

$$\omega_{don} = \sqrt{\left[\frac{2k(z_0 - z_1) + qabf_{min}}{G'R / G'_u R_1 l_2 f / l_1} \right]} f. \quad (10.9)$$

За формулами (10.6) і (10.9) визначаються допустимі кутові швидкості повороту загортувального ротору з кінематично пов'язаними і не пов'язаними лапками. Максимальна швидкість обертання барабана береться дещо менша допустимої. За нею вираховують кутову швидкість кулачкового вала:

$$\omega = K\omega_6,$$

де K – коефіцієнт, який залежить від типу приводного механізму.

Кутова швидкість кулачкового вала визначає продуктивність машини. Відповідно, якщо при виробу q_1 продуктивність машини – Π_1 , то при q_2 її продуктивність:

$$\Pi_2 = \frac{\Pi_1 (a_2 + K_2 \sqrt{q_2})}{a_2 + K_2 \sqrt{q_1}} \quad (10.10)$$

де a_2 – стала, яка отримана перемноженням a_1 і K_1 ;

Для кінематично зв'язаних лапок $a_2=0$ і формула (10.10) приймає вигляд:

$$\Pi_2 = \Pi_1 \sqrt{\frac{q_2}{q_1}}.$$

Міцність виробу залежить від будови виробу, швидкості деформації, температури і наявності візерунка на поверхні [10-12].

11. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ МИТТЯ ТАРИ

Основними розрахунками обладнання для миття тари є визначення затрат води, пари та енергії під час миття тари.

Миття струменем рідини ефективно лише за умови попереднього відмочування забруднень, в процесі якого вони піддаються фізико-хімічній дії гарячого миючого розчину.

Ефективність миття струменем залежить від:

- діаметру сопла;
- секундної витрати миючої рідини;
- напору струменя на виході з сопла;
- відстані від сопла до пляшки; форми сопла.

Витрата рідини через сопло будь-якого діаметра визначається розрахунковим шляхом за відомою формулою:

$$Q = \mu \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2gH}, \quad (11.1)$$

де Q – витрата речовини через сопло, м³/сек;

μ – коефіцієнт витрат;

D – діаметр отвору, м;

H – тиск рідини на виході в сопло, м вод. ст.

Із збільшенням кількості рідини, що поступає в пляшку, інтенсивність миття підвищується. Проте гранична кількість рідини, що подається в пляшку, залежить від внутрішнього діаметра її шийки, оскільки при митті струменем з пляшки повинно витікати стільки відпрацьованої рідини, скільки її поступає туди. Рідина, що вводиться в пляшку струменем через центр шийки, видаляється самотьком по внутрішній поверхні шийки пляшки. При подачі в пляшку надмірної кількості рідини

відбувається «захливання» шийки і процес миття струменем припиняється.

Максимальна кількість рідини, що подається в пляшку, можебути визначена за емпіричною формулою, яка запропонована В. І. Єгоровою:

$$M_m = 0,64 D_n^{1,63},$$

де M_m – максимальна кількість рідини, яка подається в пляшку вільним струменем, $\text{см}^3/\text{с}$;

D_n – внутрішній діаметр горловини пляшки, мм.

Нормальний миючий струмінь має суцільну ділянку, впродовж якої її перетин і швидкість руху майже постійні. За межами цієї ділянки струмінь починає насичатися повітрям, втрачається кінетична енергія, відбувається розпад струменя і ефективність дії її знижується. Для успішного миття відмита поверхня повинна знаходитися в межах суцільної ділянки струменя. Довжина суцільної ділянки струменя залежить від напору, діаметра і форми сопла, причому із збільшенням діаметра сопла довжина суцільної ділянки струменя збільшується, а з підвищенням напору – зменшується.

Найбільш ефективне конічне сопло, що має звуження до виходу. Втрати енергії струменя на виході з такого сопла – найменші. Струмінь, що виходить з циліндричного сопла, швидко руйнується в повітрі і має малу довжину початкової (суцільної) ділянки.

Коефіцієнти швидкості, витрати і опору залежать від кута конусності сопла. Максимальний коефіцієнт витрати для конічного сопла виходить при кутові конусності $13^\circ 24'$. При такому куті конусності струмінь має найбільшу кінетичною енергією і найбільш довгу ділянку суцільного струменя.

У табл. 11.1 приведені значення довжини суцільної ділянки струменя залежно від діаметра конічного сопла і напору (за даними В. І. Єгорової).

Як видно з таблиці, при тиску 20 м вод. ст. і діаметрі сопла близько 2 мм суцільна ділянка струменя складає 40,6 см. При подальшому підвищенні напору для сопла з діаметром 2 мм довжина початкової ділянки струменя настільки скорочується, що умови миття можуть погіршати. Практично в машинах для шприцювання приймається натиск рідини близько 15–20 м вод. ст.

Таблиця 11.1

Довжина суцільної ділянки струменя

Діаметр сопла, мм	Довжина суцільної ділянки струменя, см при напорі, м. вод. ст.			
	5,0	10,0	15,0	20,0
1,12	33,6	32,8	31,5	30,7
2,03	52,4	46,9	43,0	40,6
3,03	71,8	69,7	65,8	61,2
5,54	136,8	125,2	118,0	104,1

Для поліпшення умов виходу струменя з сопла циліндричної форми необхідно внутрішні краї отвору ретельно обробляти і закругляти. Встановлено, що для миття пляшок ємкістю 0,5 л найбільш раціональним є шприц із трьома бічними отворами діаметром 1,5 мм, з кутом нахилу отворів до вертикальної осі шприца 9° і кутом конуса насадка 45° . Шприц слід вводити в пляшку на 40–50 мм. При тиску 15–20 м вод. ст. застосування такого сопла забезпечує швидке відмивання внутрішньої поверхні пляшки.

Для різних діаметрів сопла витрата рідини може бути визначена графічно (рис.11.1).

На графіку наведені три криві, що характеризують залежність витрати рідини від тиску для діаметрів сопла 1,5 (крива 1), 2,0 (крива 2) і 2,5 мм (крива 3).

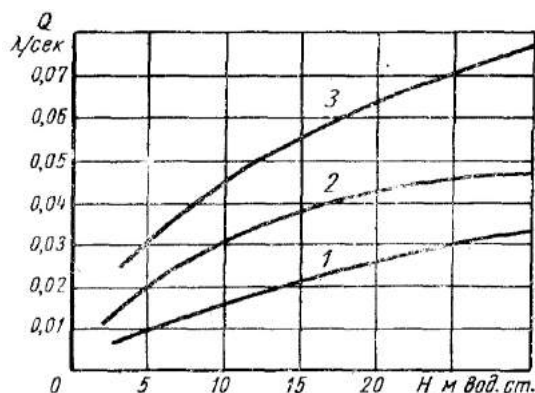


Рис.11.1. Залежність витрати рідини від напору:
1 – при діаметрі сопла 1,5 мм; 2 – при діаметрі сопла 2,0 мм; 3 – при діаметрі сопла 2,5 мм

Взаємне центрування сопла і шийки пляшки (поєднання їх осей при шприцюванні) є необхідною умовою надійного миття і нормального стікання рідини з пляшки.

11.1. Визначення продуктивності пляшкоминого автомата

Продуктивність лінійних пляшкомих автоматів з періодичним рухом конвеєра із пляшконосіями залежить від тривалості кінематичного циклу, після закінчення якого відбувається вивантаження пляшок з чергового носія, і від числа потоків (кількості пляшок у носієві). Тому годинну теоретичну продуктивність автомата можна виразити як частоту повторення кінематичних циклів:

$$Q = 3600 \frac{m}{\tau},$$

де m – кількість потоків (гнізд) в носії машини;

τ – тривалість кінематичного циклу, сек.

Повний час кінематичного циклу машини складає:

$$\tau = \tau_0 = \tau_1, \text{ с,}$$

де τ_0 – час вистою робочого органу, с;

τ_1 – час руху робочого органу, сек.

$$\tau_0 = \alpha \tau = 3600 \frac{\alpha m}{Q}, \text{ с}$$

$$\tau_1 = \beta \tau = 3600 \frac{\beta m}{Q}, \text{ с}$$

де α – частина циклу, яка витрачається на зупинку;

β – частина циклу, яка витрачається на рух.

Повний час кінематичного циклу в сучасних пляшкомийних автоматах конвеєрного типу коливається від 6,5 до 14,4 сік, причому період руху в середньому складає 31,5%, а вистою – 68,5%.

Найбільш поширена кількість потоків (кількість гнізд для пляшок в носієві) 12-16, а в машинах високої продуктивності 20 і більш. Ширина машини збільшується за розміром збільшення числа потоків.

Важливим показником в характеристиці пляшкомийного автомата є корисний час миття T_m :

$$T_m = T_0 + T_w, \text{ с} \quad (11.2)$$

де T_0 – час, який затрачається на відмочування, с;

T_w – час, який затрачається на шприцювання, с.

Час відмочування залежить від числа носіїв пляшок, що одночасно знаходяться в рідині:

$$T_0 = \tau p = 3600 \frac{pm}{Q}, \text{ с}, \quad (11.3)$$

де p – кількість носіїв пляшок, які одночасно знаходяться в миючому розчині.

Оскільки шприцювання в автоматах з періодичним рухом пляшконосіїв здійснюється у момент вистоювання робочих органів, той час шприцювання можна виразити таким чином:

$$T_w = \tau_1 s = 3600 \frac{\alpha sm}{Q}, \text{ с}, \quad (11.4)$$

де s – кількість шприцювань кожної пляшки.

Підставляючи в рівняння (11.2) значення T_0 і $T_{ш}$ з формул (11.3) і (11.4), отримаємо:

$$T_{\text{м}} = T_0 + T_{\text{ш}} = 3600 \frac{m}{Q} (\alpha s + p), \text{ с.}$$

Іншим важливим показником в характеристиці пляшководного автомата є технологічний цикл - повний час, протягом якого пляшки знаходяться в машині з моменту завантаження їх і до вивантаження з машини.

Час технологічного циклу:

$$T = n\tau = 3600 \frac{nm}{Q}, \text{ сек}$$

де n – кількість носіїв, завантажених пляшками.

Теоретична кількість пляшок, що одночасно знаходяться в автоматі:

$$M_6 = \frac{QT}{3600}, \text{ шт.}$$

Ефективність пляшководного автомата характеризується коефіцієнтом корисної дії, який виражається відношенням:

$$\eta = \frac{T_{\text{м}}}{T}.$$

Коефіцієнт використання носіїв пляшок:

$$\eta_n = \frac{n}{B},$$

де B – загальна кількість носіїв в автоматі, шт.

У ротаційних машинах з безперервним рухом носіїв час кінематичного циклу співпадає з тактом, який рівний проміжку часу між моментами видачі пляшок з машини. Гнізда для пляшок в таких автоматах розташовані рівномірно по колу ротора і кожного разу, коли чергове гніздо потрапляє до механізму вивантаження, пляшки

вивантажуються. При цьому ротор повертається на кут:

$$\alpha = \frac{2\pi}{z} \text{ рад/с},$$

де z – число гнізд d в сепараторі;

α – кут повороту.

Тривалість кінематичного циклу рівна часу повороту сепаратора на кут α :

$$\tau = \frac{\alpha}{\omega} = \frac{2\pi}{z\omega}, \text{ с}, \quad (11.5)$$

де ω – кутова швидкість, рад/с.

Підставляючи значення $\omega = \frac{\pi m}{30}$ у формулу (11.5),

отримаємо новий вираз тривалості кінематичного циклу:

$$\tau = \frac{60}{zn}, \text{ с},$$

де n – частота обертання ротора, с^{-1} .

Годинна теоретична продуктивність пляшкомийної машини:

$$Q = 3600 \cdot n \cdot z.$$

11.2. Кінематичний розрахунок автомата для миття тари

Кінематичний розрахунок лінійних пляшкомийних автоматів полягає у визначенні загального передавального відношення з подальшим розбиттям його на передавальні відносини окремих елементів кінематичних ланок.

Для ланцюгових пляшкомийних автоматів загальне передавальне відношення визначається з рівняння:

$$Q = 60 n_{з.д.} i_0 m, \text{ пляш/год},$$

де $n_{з.д.}$ – частота обертання електродвигуна, об/хв;

Q – годинна продуктивність машини;

m – кількість потоків пляшок;

i_0 – загальне передавальне відношення, яке рівне

$$i_0 = i_1 i_2 i_3 = \frac{Q}{60 n_{з.о.} m},$$

де i_1, i_2, i_3 – передавальні відношення кінематичних ланок машини (від електродвигуна до кривошипного валу).

При роботі машини привідна куліса здійснює коливальний рух відносно приводного вала головного конвеєра. При коливанні куліси закріплена на ній собачка періодично входить у зачеплення із храповим колесом, повертаючи його на певний кут.

Отже, кількість обертів храпового колеса за один оберт кривошипа:

$$n_{кр} = \frac{\phi}{360}$$

або

$$n_{кр} = \frac{k}{z},$$

де z – кількість зубів храпового колеса;

k – число зубів храпового колеса, що захоплюються собачкою за один оберт кривошипа.

Швидкість руху конвеєра з пляшконосіями:

$$g = \frac{D \pi \phi}{\tau_1 360}, \text{ м/с},$$

де D – діаметр провідної зірочки конвеєра.

Кінематичний розрахунок механізмів завантаження і акумулятора пляшок ґрунтується на умові синхронності їх роботи з конвеєром пляшконосіїв.

Передавальне відношення для приводу механізму завантаження:

$$i_3 = \frac{n_3}{n_{xp}},$$

де n_3 і n_{xp} – частота обертання, відповідно, приводного вала механізму завантаження і кривошипного вала з храповим колесом.

Швидкість переміщення пляшок штангою:

$$g_w = \frac{L_{mp}}{\tau s},$$

де L_{mp} – довжина траси механізму завантаження, м;

s – кількість штанг;

τ – повний час кінематичного циклу, с.

Звідси довжина траси:

$$L_{mp} = \frac{n_3 z_B \tau t s}{60 \cdot 1000}, \text{ м},$$

де z_B – кількість зубів привідної зірочки на завантажувальному столі;

t – крок ланцюга, м.

Частота обертання валиків акумулятора завантаження визначається із умови лінійного переміщення пляшок на відстань, що рівна діаметру пляшки, за час одного кінематичного циклу:

$$n_a = \frac{v_n \cdot 60 \cdot 1000}{\pi d}, \text{ об/хв},$$

де v_n – лінійна швидкість переміщення пляшок на акумуляторному столі, м/сек;

d – діаметр валика акумулятора в мм.

$$v_n = \frac{f \cdot D_n}{\tau \cdot 1000}, \text{ м/с},$$

де D_n – діаметр пляшки, мм;

$f=1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт, що враховує проковзування пляшок.

11.3. Визначення витрати пари та розрахунок нагрівальних елементів

У пляшкомиїх автоматах миюча рідина зазвичай нагрівається парою. Витрата пари визначається з теплового балансу при сталому режимі роботи машини.

Для визначення витрати тепла введемо наступні позначення:

Q – годинна продуктивність машини;

t'_θ – температура пляшок при вході в машину, град;

t''_θ – температура пляшок на виході з машини, град;

t'_θ – температура холодної води, що поступає в машину, град;

t''_θ – температура відпрацьованої води, град;

$C_\theta = 0,2$ ккал/кг·град – теплоємність скла пляшки;

W – витрата холодної води, кг/год;

P – витрата гріючої пари, кпч;

i – теплоємність гріючої пари, ккал/кг;

θ – теплоємність конденсату, ккал/кг;

q – втрати тепла в навколишнє середовище, ккал/год.;

G – вага пляшки.

Годинна кількість тепла, внесеного до машини, складається із:

- тепла, внесеного пляшками при вході в машину:

$$q_1 = QGC_n t'_n, \text{ ккал/год,}$$

- тепла занесеного гарячою парою:

$$q_2 = Pi, \text{ ккал/год,}$$

- тепла занесеного водопровідною водою:

$$q_3 = Wt_B, \text{ ккал/год.}$$

Годинна втрата тепла складається із:

- тепла, яка забирається із пляшками при виході із автомата:

$$q_4 = QGC_n t'_n, \text{ ккал/год,}$$

- тепла, що відноситься відпрацьованою водою:

$$q_5 = Wt_B, \text{ ккал/год,}$$

- тепла, що виноситься конденсатом з нагрівальних елементів машини:

$$q_6 = P\theta, \text{ ккал/год.}$$

Крім того, тепло втрачається у навколишнє середовище через стінки автомата, при зливанні надлишку миючих рідин з ванн. Ці втрати (q_7) за дослідними даними складають близько 10-15% від кількості тепла, яке необхідне для миття.

Оскільки прихід тепла рівний витраті, то можна написати рівняння балансу тепла:

$$QGC_n t_n' + Pi + Wt_B' = QGC_n t_n'' + Wt_B' + P\theta + g_1.$$

З цього рівняння визначається годинна витрата пари на миття:

$$P = \frac{QGC_n(t_n'' - t_n') + W(t_n'' - t_n') + g_1}{i - \theta}, \text{ кг/год.}$$

Поверхня нагрівального елемента для ванни автомата визначається таким чином.

Рівняння теплового балансу ванни при сталому режимі:

$$Q_B = Q_n' + Q_m + Q_p + Q_n = P(i - \theta), \text{ ккал/год,}$$

де Q_B – кількість тепла, необхідного для підтримки заданого температурного режиму у ванні і отримуваного від нагрівального елемента, ккал/год;

Q_n – витрата тепла на нагрів пляшок;

Q_m – витрата тепла на нагрів металу ланцюга носіїв пляшок;

Q_p – витрата тепла на нагрів миючого розчину у ванні;

Q_n – втрати тепла через стінки ванни в навколишнє середовище.

Витрати тепла Q_n , Q_m і Q_p визначаються за загальновідомим рівнянням:

$$q = GC\Delta t, \text{ ккал/год,}$$

де G – вага тіла, що нагрівається, кг;

C – теплоємність (скла, металу) в ккал/(кг·град);

$\Delta t = t_{\text{кін}} - t_{\text{поч}}$ – різниця кінцевої і початкової температури, °С.

Втрати тепла на навколишнє середовище

$$Q_n = \alpha_k F \tau (t_{\omega}^{cp} - t_1) CF \tau \left[\left(\frac{T_{\omega}^{cp}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right]$$

складаються з наступних втрат.

Втрати тепла конвекцією:

$$q_{\text{конв}} = \alpha_k F \tau (t_{\omega}^{cp} - t_f),$$

де F – площа тепловіддаючої поверхні ванни, м²;

τ – час теплообміну (приймаємо $t = 1$ год);

t_{ω}^{cp} – середня температура поверхні ванни, °С;

t_f – температура навколишнього повітря, °С;

α_k – середній коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки ванни до середовища, який визначається з критерійного рівняння

$$Nu = c(Gr Pr)^n.$$

Тут:

Nu – критерій Нуссельта;

Pr – критерій Прандтля (значення Pr вибираються по таблицях);

Gr – критерій Грасгофа, який визначається за формулою:

$$Gr = \frac{\beta d^2 g \Delta t}{\nu^2},$$

де β – відносний температурний коефіцієнт об'ємного розширення, 1/град;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ – прискорення сили тяжіння;

$\Delta t = t_{\omega} - t_f$ – температурний натиск, °С;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості миючого розчину, м²/сек;

d – визначальний геометричний розмір, м.

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_k = \frac{Nu\lambda}{d}, \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}),$$

де λ – теплопровідність навколишнього середовища (в даному випадку повітря), ккал/(м·год·град).

Втрати тепла випромінюванням:

$$q_{\text{випр}} = cF\tau \left[\left(\frac{T_{\omega}^{cp}}{1000} \right)^4 - \left(\frac{T_f^{cp}}{1000} \right)^4 \right],$$

де $c = \varepsilon \cdot c_0 = \varepsilon \cdot 4,9$ ккал/(м²·год·°K⁴) – коефіцієнт випромінювання (ε – ступінь чорноти тіла, яка визначається за довідниковими таблицями).

Визначивши всі теплові втрати, можна знайти розміри нагрівального елемента.

Необхідна кількість тепла:

$$Q_B = kL\Delta t',$$

де L – довжина труби, м;

$\Delta t'$ – середньо-логіфімічний температурний напор, °C;

k – до коефіцієнт теплопередачі, ккал/(м²·год·град):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\pi\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_{cm}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi\alpha_2 d_2}},$$

де d_1 і d_2 – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри труби, м;

λ_{cm} – коефіцієнт теплопровідності від пари до стінки.

$$\alpha_1 = C \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{r}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{l(t_s - t_{\omega})}}.$$

У наведеній формулі:

$$\sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{r}} = b \text{ – визначається за таблицями, виходячи з}$$

середньої температури плівки $t_m = 0,5(t_s + t_{\omega})$;

t_s – температура насиченої пари;

t_ω – кінцева температура плівки:

$$t_\omega = t_{\text{сер}} = \frac{t_p'' - t_p'}{2},$$

r – теплота паротворення;

$\sqrt[4]{r}$ – визначається по температурі насиченої пари t_s ;

$C = 0,72 \cdot l = d$ – для горизонтальних труб;

$C = 1,15 \cdot l = H$ – для вертикальних труб.

Значення коефіцієнта тепловіддачі α_2 від стінки до середовища визначається так само, як і α_k [1, 3, 5].

За розрахованими значеннями Q_B , Δt і k визначають довжину труб нагрівальних елементів:

$$L = \frac{Q_B}{\Delta t k}, \text{ м.}$$

11.4. Визначення витрати води в шприцах пляшкоюмийної машини

Витрата холодної води на одну пляшку ємкістю 0,5 л складає близько 0,5 л, на пляшку ємкістю 1,0 дм³ – 0,7 дм³.

Годинна витрата холодної води на шприцювання і зрошування пляшок:

$$W_{\text{х.в.}} = 3600(\mu_1 \omega_1 n_1 \sqrt{2gh_1} + \mu_2 \omega_2 n_2 \sqrt{2gh_2}), \text{ м}^3/\text{год},$$

де μ_1 і μ_2 – коефіцієнти витрати рідини при витіканні відповідно з сопла шприца і отворів зрошувальних трубок (для конічного сопла приймається рівним 0,65, для циліндричного – 0,62);

ω_1 і ω_2 – площі поперечних перерізів вихідних отворів відповідно шприца і зрошувальних трубок, м²;

n_1 і n_2 – загальні кількості відповідно шприців і отворів в зрошувальних трубах;

h_1 і h_2 – напори, відповідно, в шприцах і в зрошувальних трубках, м вод. ст.;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ - прискорення сили тяжіння.

Питома витрата холодної води на шприцювання і зрошування однієї пляшки визначається відношенням:

$$W_{\text{вит}} = \frac{W_{\text{х.в.}}}{Q}, \text{ м}^3/\text{год.}$$

де Q – годинна теоретична продуктивність машини.

11.5. Визначення витрати енергії на привод пляшкомиїної машини

Потужність, необхідна для привода ланцюгової пляшкомиїної автомата з періодичним рухом пляшконосіїв:

$$N_{\text{заг}} = \frac{N_{\text{пр}}}{\eta_1 \eta_2 \eta_3} + N_{\text{ак}}, \text{ кВт},$$

де $N_{\text{заг}}$ – потужність, необхідна для приводу дволанцюгового конвеєра з пляшконосіями, кВт;

$N_{\text{пр}}$ – потужність, необхідна для приводу акумулятора завантаження, кВт;

η_1, η_2, η_3 – ККД передач до механізмів пляшкомиїної автомату (столу завантаження, рамці шприцювання і т. д.);

$$N_{\text{пр}} = \frac{2W_{\text{нов}}}{102\eta}, \text{ кВт}.$$

де $W_{\text{нов}}$ – повне тягове зусилля;

v – швидкість ланцюга, м/сек;

η – ККД проміжних передач від електродвигуна до привідної зірочки транспортера з пляшконосіями.

Визначення повного тягового зусилля здійснюється методом розрахунку «за контуром»:

$$W_{\text{нов}} = (S_{\text{найб}} \cdot S_{\text{найм}}) + W_{\text{пр}},$$

де $S_{\text{найб}}, S_{\text{найм}}$ – відповідно найбільший і найменший натяг у вітках ланцюга;

W_{np} – опір при обгинанні приводної зірочки.

Величина $S_{найм}$ відповідає натягу в збігаючій вітці тягового органу і вибирається залежно від типу транспортуючої установки.

Для пляшкочийного автомату:

$$S_{найм} = q_{cp} + (30 \div 50) \text{ кг/м};$$

тут q_{cp} – середнє навантаження на 1 м довжини конвеєра;

$$q_{cp} = \frac{q_0 + q_{cp}}{2} \text{ кг/м},$$

де q_0 – вага 1 м довжини ненавантаженої частини конвеєра, кг/м;

q_{cp} – вага 1 м довжини навантаженої частини конвеєра, кг/м.

Значення q_0 та q_{cp} визначаються за формулами:

$$q_0 = g_u + \frac{G_k}{2a}, \text{ кг/м}$$

де g_u – вага 1 м довжини ланцюга в кг/м;

G_k – вага касети з пляшками в кг;

a – крок між касетами в м;

$$q_{cp} = g_0 + \frac{Pm}{2a} \text{ кг/м},$$

де P – вага рідини в пляшці в кг;

m – число пляшок в касеті.

Найбільший натяг в гілках ланцюга:

$$S_{найб} = S_{заг} + W_u,$$

де $S_{заг}$ – натяг тягового органу на приводній зірочці (розраховується шляхом послідовного визначення натягів в усіх точках контура);

W_u – опір руху ланцюга від сил інерції:

$$W_u = \frac{g_{cp} L_{\text{ц}}}{g} \cdot \frac{n_0^2 t}{60},$$

тут $L_{\text{ц}}$ – загальна довжина ланцюга в м;

n_0 – швидкість обертання провідної зірочки в об/мін;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення сили тяжіння;

$$n_0 = \frac{60 \cdot 1000v}{zt}, \text{ об/хв,}$$

де z – кількість зубів зірочки;

t – крок ланцюга в м;

$$v = \frac{a}{\tau_1} - \text{швидкість ланцюга, м/с;}$$

τ_1 – частина часу кінематичного циклу, що необхідна для переміщення касет.

Опір при обгинанні приводної зірочки:

$$W_{np} = (S_{\text{найб}} - S_{\text{найм}})K_t \left(\mu \frac{d}{D} \sin \frac{\xi \alpha}{2} + \mu_1 \frac{\delta}{D} \right),$$

де D – діаметр зірочки в м;

d – діаметр валу зірочки в м;

K_t – коефіцієнт, що враховує кількість ланок ланцюга, які тимчасово знаходяться на зірочці ($K_t = 2,1$ при $z \geq 7$);

$\mu = 0,1-0,25$ – коефіцієнт тертя в цапфах валів;

μ_1 – коефіцієнт тертя в шарнірах ланцюга (залежно від умов змащення $\mu_1 = 0,2-0,4$);

α – кут обхвату зірочки ланцюгом.

Потужність, необхідна для акумулятора завантаження:

$$N_{ак} = \frac{M_m n K}{71620 \cdot 1,36 \eta}, \text{ кВт,}$$

де M_m – момент тертя в підшипниках кочення в Н·см;

n – швидкість обертання валиків акумулятора в об/мін;

K – кількість валиків;

$\eta = 0,8$ – ККД передачі;

$$M_m = P_m \frac{d_b}{2},$$

де $P_m = N \cdot f$ – сила тертя в підшипниках;

d_b – діаметр валика;

$N = G_n \cdot K_1$ – сила тиску на опори;

$f = 0,1$ – коефіцієнт тертя підшипників ковзання;

G_n – вага однієї пляшки в кг;

K_1 – кількість пляшок, що припадає на один валик.

Для ультразвукових пляшкоомийних автоматів необхідно визначати витрату потужності на вібраторі:

$$N_{\text{в}} = \frac{N_y \tau_y Q}{3600 \eta}, \text{ кВт},$$

де N_y – потужність, необхідна для ультразвукової обробки однієї пляшки, в кВт;

τ_y – тривалість ультразвукової обробки, с;

η – ККД вібраторів;

Q – годинна продуктивність пляшкоомийного автомата.

11.6. Приклад розрахунку витрати рідини шприцювальним механізмом для забезпечення ефективності миття пляшок пляшкоомийного автомата

Розрахувати витрату пляшкормийним автоматом моделі АММ-6 миючого розчину і перевірити відсутності «захлинання» шийки пляшки миючим розчином для забезпечення ефективності миття тари.

Витрату рідини через сопло визначаємо за формулою:

$$Q = \mu \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2gH} \text{ м}^3/\text{сек},$$

де Q – витрата рідини через сопло, $\text{м}^3/\text{сек}$;

$\mu=0,7$ – коефіцієнт витрати;

$D=10\text{мм}$ – діаметр отвору шприцювального пристрою;

$H=0,1$ м вод. ст. – тиск рідини на виході з сопла.

Підставивши числові значення отримаємо:

$$Q = 0,7 \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 0,1} \approx 0,00008 \text{ м}^3/\text{сек},$$

Максимальна кількість рідини, що подається в пляшку без шприца, визначаємо за емпіричною формулою:

$$M_m = 0,64D_i^{1,63} \text{ см}^3/\text{сек},$$

де M_m – максимальна кількість рідини, яка подається в пляшку вільним струменем, $\text{см}^3/\text{сек}$;

$D_n = 25$ мм – внутрішній діаметр горловини пляшки.

Підставивши числові значення отримаємо:

$$M_m = 0,64D_i^{1,63} = 0,64 \cdot 25^{1,63} = 121,6 \text{ } \tilde{\text{л}}^3 / \tilde{\text{л}} = 0,00012 \text{ } \tilde{\text{л}}^3 / \tilde{\text{л}}$$

Оскільки $Q = 0,00008 \text{ } \tilde{\text{л}}^3 < M_m = 0,00012 \text{ } \tilde{\text{л}}^3 / \tilde{\text{л}}$, то надмірна кількість рідини в пляшку не подається і «захливання» шийки пляшки миючим розчином не відбувається.

12. РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ЕТИКЕТУВАЛЬНИХ АВТОМАТІВ

12.1. Основи розрахунку зусилля втримування етикетки вакуумним етикетопереносчиком етикетувального автомата

Етикетувальні автомати призначені для нанесення етикетки на тару. Найбільш поширеними є автомати із вакуумними етикетопереносниками. Основою розрахунку етикетувального автомата є визначення необхідного зусилля втримування етикетки етикетопереносником і вибір вакуумного насоса.

При розрахунку вакуумних барабанних етикетопереносників важливо визначити умови втримування етикетки вакуумним захватом.

На рис. 12.1. показана взаємодія сил, що діють при захваті етикетки вакуумним захватом. Силу N_{π} , з якою захват втримує етикетку, визначають з рівняння:

$$N_{\pi} = m \frac{\pi d^2}{4} (p_a - p_1), \quad (12.1)$$

де m – число робочих отворів захвата;

d – діаметр отвору;

p_1 – атмосферний тиск;

p_a – розрахунковий тиск всередині барабана (менше атмосферного).

При положенні етикетки під кутом (або, наприклад кольєретки) сила її ваги G розкладається на складову N , що направлена перпендикулярно до площини сегмента, і дотичну складову T :

$$N = G \cos \alpha,$$

$$T = G \sin \alpha.$$

В більшості випадків етикетка займає вертикальне положення, тобто сила ваги направлена по дотичній до площини захвата і тоді $\alpha = 90^\circ$, $N=0$ і $T=G$.

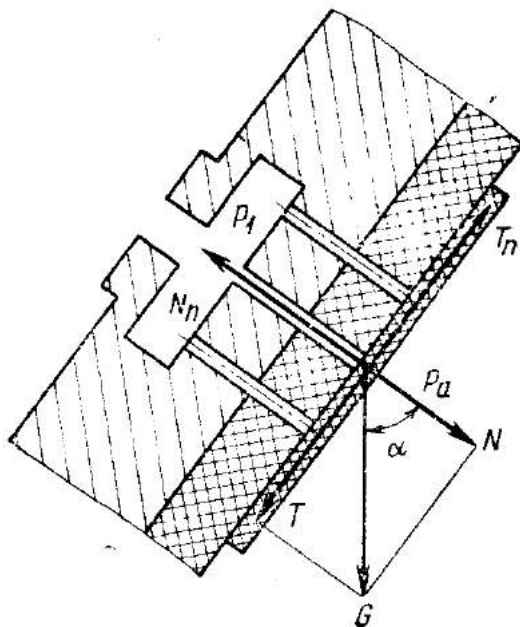


Рис. 12.1. Схема до визначення зусилля втримування етикетки на барабані вакуумного етикетопереносчика

Умова втримування етикетки вакуумним захватом полягає в тому, щоб складові сили N_n були більшими, ніж відповідні складові відриваючої сили, тобто:

$$N_n > N \text{ або } N_n = k_1 N; \quad (12.2)$$

$$T_n > T \text{ або } T_n = k_2 T, \quad (12.3)$$

де k_1 і k_2 – коефіцієнти запасу.

Дотичній складовій T відриваючої сили протидіє сила тертя, яка втримує етикетку від зсуву і виникає між сегментом та етикеткою під дією гальмуючої сили. Остання представляє собою різницю $N_n - N$. Тоді сила, що протидіє дотичному зсуву, рівна:

$$T_n = f(N_n - N), \quad (12.4)$$

де f – коефіцієнт тертя між етикеткою і поверхнею захвата.

У відповідності з виразами (12.1)–(12.4) умову втримування етикетки можна записати таким чином:

$$T = \frac{T_{\Pi}}{k_2} = f \frac{N_{\Pi} - N}{k_2} = f N_{\Pi} \frac{1 - \frac{1}{k_1}}{k_2} = f m \frac{\pi d^3}{4} (p_a - p_1) \frac{1 - \frac{1}{k_1}}{k_2}.$$

Звідки:

$$p_a - p_1 = \frac{4T}{f m \pi d^2} \frac{k_2}{1 - \frac{1}{k_1}}.$$

При $k_1 = k_2 = k$:

$$p_2 - p_1 = \frac{4T}{f m \pi d^2} \frac{k^2}{k - 1}.$$

Взявши першу похідну виразу $\frac{k^2}{k - 1}$ і прирівнявши її до нуля, отримаємо, що найменше значення цього виразу буде при $k=2$, тобто надійніше втримування етикетки забезпечується при $k=2$ і подальше збільшення коефіцієнта запасу є недоцільним.

Тоді:

$$p_a - p_1 = \frac{16T}{f \pi d^2 m} = \frac{16G \sin \alpha}{f \pi d^2 m}. \quad (12.5)$$

При $\alpha=90^\circ$:

$$p_a - p_1 = \frac{16G}{f \pi d^2 m}. \quad (12.6)$$

Визначивши величину розрідження, що необхідна для надійного втримування етикетки на секторі вакуум-барабана, можна підібрати відповідний за продуктивністю вакуум-насос. Необхідну продуктивність Q_6 в м³/год вакуумного насоса визначають виходячи з часу, необхідного для створення розрахункового розрідження, і

з об'єму повітря у всмоктуючому трубопроводі і насосі, за формулою:

$$Q_B = \frac{(W_{TP} + W_H)p_a k'}{\tau(p_a - p_1)}, \quad (12.7)$$

де W_{TP} – об'єм повітря у вакуумному трубопроводі, м³;

W_H – об'єм повітря в корпусі центр обіжного насоса, м³

(він незначний і приймається рівним 0,1 м³);

k' – коефіцієнт запасу, введений для обліку можливої витоку повітря через нещільності ($k' = 1,05 \div 1,1$),

τ – час, необхідний для створення розрахункового розрідження;

$$W_{TP} = \frac{\pi D^2}{4} l, \text{ м}^3, \quad (12.8)$$

тут D – діаметр вакуумного трубопроводу, м;

l – довжина вакуумного трубопроводу, м.

12.2. Приклад розрахунку зусилля втримування етикетки вакуумним етикетопереносчиком

Етикетка переноситься вакуумним захватом етикетопереносчика на циліндричну частину скляної пляшки. Виконати проектний розрахунок вакуумного етикетопереносчика. Вхідні дані до розрахунку наведені в таблиці 12.1.

Прийнявши значення коефіцієнта тертя поверхонь етикетопереносчика і етикетки $f=0,8$ за формулою (12.6) визначаємо розрідження, що необхідне для втримування етикетки:

$$p_a - p_1 = \frac{16 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81}{0,8 \cdot 3,14 \cdot (0,2 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 20} = 63000 \text{ Па} = 0,063 \text{ МПа}.$$

Об'єм повітря у вакуумному трубопроводі визначаємо за формулою (12.8):

$$W_{TP} = \frac{3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 1,2 = 0,00006 \text{ м}^3.$$

Таблиця 12.1

Вхідні дані до розрахунку вакуумного етикетопереносчика

№ п/п	Вхідні дані	Числові значення
1.	Маса етикетки m_e	0,8 г
2.	Кількість отворів у етикетопереносчику	20
3.	Діаметр d отвору у етикетопереносчику	2мм
4.	Діаметр вакуумного трубопроводу D	8мм
5.	Довжина вакуумного трубопроводу l	1,2 м
6.	Час створення розрахункового розрідження τ	0,5с

За формулою (12.7) визначаємо необхідну продуктивність Q_v вакуумного насоса:

$$Q_v = \frac{(0,00006 + 0,1) \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1,1}{0,5 \cdot 63000} \approx 35 \text{ м}^3/\text{год}.$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Ярмолинский Д.А., Зайчик Ц.Р. Элементы конструкций автоматов линий разлива вин. – М.: Машиностроение, 1974.–256с.
2. Гавва О.М., Беспалько А.М., Волчко АЛ. Пакувальне обладнання в 3 кн. – 1 кн. Обладнання для пакування продукції у споживчу тару / За ред. О.М.Гавви, – Київ: ІАЦ «Упаковка», 2008. – 436 с.
3. Зайчик Ц.Р. Оборудование предприятий винодельческой промышленности.– М.: Пищевая промышленность, 1977. – 400с.
4. Зайчик Ц.Р. и др. Машины для фасования пищевых жидкостей в бутылки. – М.: Агропромиздат, 1989. – 239 с.
5. Харитонов Н.Ф., Ярмолинский Д.А. Автоматы и поточные линии разлива вин.–М.: Машиностроение, 1967. – 248с.
6. Зенков Р.Л., Гриневич Г.П., Исаев В.С. Бункерные устройства. М.: Машиностроение.–1977.–228с.
7. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. М., Машиностроение.– 1964, 251с.
8. Каталымов А.В., Любартович В.А. Дозирование сыпучих и вязких материалов. – Л.: Химия, 1990. –240 с.
9. Рогинский Г.А. Дозирование сыпучих материалов. – М.: Химия, 1978. – 178 с.
10. Основы расчёта и конструирования завёрточных и укладочных автоматов. Под ред. Бройдо Б.Е. – М.: Машиностроение, 1969. – 287 с.
11. Маршалкин Г.А. Технологическое оборудование кондитерских фабрик. – М.: Лёгкая и пищевая промышленность, 1974. – 448 с.
12. Лунин О.Г., Черноивальник А.Я. Технологическое оборудование предприятий кондитерской промышленности –М.: Пищевая промышленность, 1989. – 356 с.

13. Пальчевський Б.О. Автоматизація технологічних процесів (виготовлення і пакування виробів): Навч. посіб.– Львів: Світ, 2007.–392с.

14. ГОСТ 10223-97 «Дозаторы весовые дискретного действия. Общие технические требования»

15. Бондарчук Д.В. Підвищення точності роботи об'ємних дозаторів сипких речовин // Технологічні комплекси.– Луцьк.– №1.-2010.-с.99-103.

16. Пальчевський Б.О., Бондарчук Д.В., Рак В.С. Формалізація розрахунку потужності роторного автомату для розливу рідин. // Наукові нотатки.– Луцьк.–№22.– 2008.– с.274-278.

17. Пальчевський Б.О., Бондарчук Д.В. Розрахунок потужності приводу пакувального автомату шляхом визначення технологічного опору його виконавчих механізмів.// Наукові нотатки.–№20.–2007.–344-347.

18. Подшипники качения: каталог-справочник.– М.:НИИНАВТОПРОМ.– 1972.–469с.

19. Пальчевський Б.О., Крестьянполь О.А., Валецький Б.П., Бондарчук Д.В., Рак В.С. Основи САПР пакувального обладнання: Навчальний посібник/ За ред. проф. Б.О. Пальчевського/ –Л.: РВВ ЛНТУ, 2008. – 164с.

20. Решетов Д.Н. Детали машин.–М.:Машиностроение, 1989.–496с.

21. Кодра Ю.В., Стоцько З.А. Технологічні машини: розрахунок і конструювання / За ред. Стоцька З.А. –Львів: Видавництво національного університету «Львівська політехніка», 2004.–468 с.

22. Пальчевський Б.О., Стащук І.В. Конструктивно-силові параметри конусних фрикційно-запобіжних механізмів закупорювальних патронів//Наукові нотатки Міжвузівський збірник.-Випуск 28.–Луцьк, 2010.–с.380–385.

Міністерство освіти і науки України
Луцький національний технічний університет

Пальчевський Б.О., Крестьянполь О.А., Бондарчук Д.В.

Навчальне видання
**РОЗРАХУНОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ
ПАКУВАЛЬНИХ МАШИН**

Навчальний посібник
Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ
Свідоцтво Держкомтелерадіо України ДК №4123 від 28.07.2011 р.

В авторській редакції
Підписано до друку 30.06.2014 р.
Формат 70×100/16. Гарнітура Times New Roman. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 15,75. Обл. вид. арк. 15,0. Тираж 300 пр.
Зам. № 353
Друк РВВ Луцького НТУ, 43018, м. Луцьк, вул. Львівська
Свідоцтво Держкомтелерадіо України ДК №4123 від 28.07.2011 р.

- Пальчевський Б.О., Крестьянполь О.А., Бондарчук Д.В.**
П 14 Розрахунок функціональних пристроїв пакувальних машин:
Навчальний посібник /За ред. проф. Б.О.Пальчевського. –2-е
вид., випр. і доп.–Луцьк:РВВ Луцького НТУ, 2014.–264 с.

ISBN

У посібнику висвітлено особливості розрахунків універсальних функціональних пристроїв пакувальних машин. Особливу увагу приділено розрахункам пристроїв дозування, фасування, закупорення пакованої продукції. Навчальний посібник може бути використаний при вивченні навчальних дисциплін, що стосуються пакувального обладнання, обладнання для виготовлення пакувань, основ проектування пакувальних машин, а також при виконанні курсових та дипломних проектів. Призначений для магістрів та студентів машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів, що навчаються за фахом «Машини і технології пакувань». Може бути корисним інженерно-технічним працівникам, що займаються проектуванням пакувальних машин.

УДК 621.798
ББК 34.687я7