

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет

Кафедра ПО та ЕМ



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Встановлення силових параметрів закупорювання у
відповідність до товщини жерсті кришок

Здобувача Ярошенка В.О.

2-го курсу групи ІМ-20М

Керівник проф. Ватренко О. В.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 07.12.2023 р., протокол № 5.

Завідувач кафедри ПОтаЕМ

О.Г. Бурдо

Одеса – 2023

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра Процесів, обладнання та енергетичного менеджменту
Ступінь вищої освіти Магістр
Спеціальність 131 «Прикладна механіка»
Освітня програма «Машини і технології пакування»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри Олег Бурдо
« » р

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Грошечка Вадим Олександрович

1. Тема роботи Встановлення шових параметрів закурювача у відношенні до товщини жерсті кресла

керівник роботи проф. д.т.н. Ватренко Олександр Віталійович
Затверджена наказом університету від « » 20 року № 449-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 14.12.2023 р.

3. Вихідні дані роботи Смакена марка типу III-82-900 продуктивність 100 банок за хвилину, $V_{0,20} = 4,92 \cdot 10^{-3}$, товщина жерсті $= \delta = 0,20$ мм

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Технологічний процес, критичний етап обробки шовної модернізованої машини, технічний проект налаштування зусиль поперервного шнурового кресла. Заметиють вертикального зусиль закурювання, вг товщини жерсті налаштування закурювача машини
Особа праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначення обов'язкових креслень).

Загальний вигляд закурювача 1 шет
головка закурювання 1 шет. Смакена налаштування зусиль
механізму закурювання 1 шет. Шис процесу закурювання
1 шет. Розрахунок шових пар. закурювання 1 шет.
Заметиють зусиль закурювання 1 шет.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх.

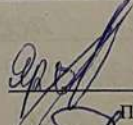
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1-7	проф. Ватренко О.В	01.09.23	14.12.23
8	к.т.н. Васильчук О.М.		

7. Дата видачі завдання 01.09.2023

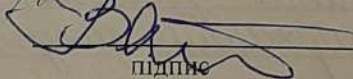
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Примітка
1.	Технологічний процес закупорювання емальної тари типу III загальною випуск закупорювальної машини 1 мет	06.10.23 - 20.10.23	
	Аналітичний опис обладнання для ірригації селекційної емальної тари		
2.	Опис морфологічної машини механізмів процесу іробка закупорювання 1 мет	23.10.23 - 31.10.23	
3.	калориметричний механізм нагрівального елемента механізму закупорювання. Загальною випуск механізму закупорювання від шибачки Аеросіт елемента Селекція калориметричний механізм закупорювання 1 мет	01.11.23 - 08.11.23	
4.	калориметричний закупорювальний механізм на конусній зчепній механізму закупорювання	09.11.23 - 24.11.23	
	Особливі умови розробки елемента параметрів закупорювання 1 мет. Загальною випуск зчепній закупорювальний 1 мет		
5.	Оформлення кваліфікаційної роботи на рецензування	14.11.23 - 14.12.23	

Здобувач-дипломник


підпис

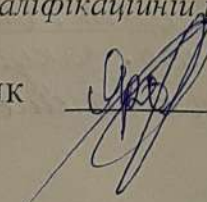
Керівник роботи


підпис

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіанту кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую про розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник


підпис

підпис

Зміст

Реферат.....	3
Вступ.....	4
1. Технологічний процес закупорювання скляної тари типу III.....	6
2. Критичний огляд обладнання для герметизації консервної скляної тари.....	14
3. Опис модернізованої машини.....	18
4. Технічний проект.....	24
4.1. Технологічний розрахунок.....	24
4.2. Кінематичний розрахунок.....	26
4.3. Силовий розрахунок.....	32
4.4. Розрахунок на міцність.....	38
5. Налаштування зусилля попереднього стискання пружин механізму закупорювання.....	39
6. Залежність вертикального зусилля механізму закупорювання від товщини жерсті кришок.....	42
7. Налаштування закупорювальних машин на потрібне зусилля механізму закупорювання.....	46
8. Охорона праці.....	50
Література.....	57

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Ярошенко</i>			<i>Встановлення силових параметрів закупорювання у відповідність до товщини жерсті кришок</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Ватренко</i>				2	57	
<i>Реценз.</i>						ОНТУ ІМ-20М		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Бурдо</i>						

Реферат

В магістерській роботі наводиться силовий та математичний аналіз процесу закупорювання скляної тари типу III та системи Твіст-офф, налагодження закупорювальної машини на чисельно визначену величину зусилля попереднього стискання пружин механізму закупорювання

З критеріальних рівнянь процесу закупорювання визначені силові параметри закупорювальних машин зі зміною товщини жерсті кришок. Шляхом вимірювання на закупорювальній машині визначено вертикальні зусилля закупорювальної платформи, які відповідають оптимальному інтервалу зусилля попереднього стискання пружин механізму закупорювання.

В результаті розрахунків та експериментальних досліджень визначено залежність, яка показує особливості регулювання вертикального зусилля механізму закупорювання машини залежно від зміни товщини жерсті кришок скляної тари III-82.

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
						3
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

У сучасній концепції здорового та лікувально-профілактичного харчування виключно важлива роль відводиться споживання дітьми всіх вікових груп достатньої кількості натуральних плодово-ягідних і овочевих консервів. Для забезпечення дітей України високоякісними продуктами лікувально-профілактичного та дієтичного харчування розроблено та впроваджено у виробництво автоматичне обладнання для пакування консервованої продукції. В умовах сучасних медико-біологічних і санітарно-гігієнічних вимог якість такої продукції характеризується:

- • відсутністю шкідливих, непотрібних або несмачних добавок;
- • максимально можливим збереженням корисних речовин, особливо вітамінів групи С, а також мікроелементів;
- • збереженням природних кольору, запаху і смаку;
- • збільшеним терміном придатності продукту до вживання;
- • поліпшеним дизайном.

Дотримання цих вимог в рівній мірі залежить як від досконалості технології виробництва продукції, так і від її фасування та пакування. Технологія виробництва і консервування сировини рослинного і тваринного походження може здійснювати як позитивний, так і негативний вплив на біохімічний склад і харчову цінність готового продукту.

Досвід застосування систем закупорювання ТО та типу III в Україні показав, що ці системи мають певні недоліки. Проблеми виникають на консервних заводах – це нерегламентована пластична деформація кришок затворів в процесі закупорювання. Вона призводить до зниження міцності утримання кришок на тарі, аж до розгерметизації упаковки. Налагодження закупорювальних машин здійснюється методом підбирання необхідної величини вертикального зусилля механізму закупорювання для кожного типорозміру затвора, що збільшує тривалість та зменшує точність

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

налагодження. Ця проблема загострюється із зменшенням товщини жерсті.

У більшості випадків пластична деформація кришок, яка полягає у розгинанні нарізних упорів, є прихованою і візуально помітити її важко. В результаті, якщо упори розігнуті ступінь безпеки закупорювання зменшується і кришка утримується на горловині тари головним чином за рахунок вакууму в упаковці. Через це в період транспортування продукції, а також після термічної обробки, значно збільшується відсоток розгерметизації тари.

Причина зазначених проблем полягає в необґрунтованості силових параметрів процесу закупорювання. Виходячи з викладеного, обґрунтування силових параметрів процесу закупорювання є актуальним і дозволяє вирішити зазначені проблеми.

					<i>КРМ.ПотаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

1. Технологічний процес закупорювання скляної тари типу III

1.1 Опис технологічного процесу закупорювання скляної тари типу

III.

Основною особливістю обладнання для консервування є виконання тепломасообмінних процесів в оптимальному режимі, що дозволяє забезпечити стерильність тари, надійність її герметизації і уникнути втрат поживної цінності рослинної сировини. Процеси тепломасообміну і паровакуумного упаковування продуктів харчування виконуються в чотири етапи:

- Прийом, сепарація, сушка пара і підготовка його по температурі, тиску і швидкості руху;
- Стерилізація металевих кришок;
- Стерилізація скляної тари, часткове витіснення молекул повітря з подкришечного простору, паровакуумное закупорювання;
- Видалення з машини відпрацьованих пароповітряних сумішей.

Укупорочная машина марки Ж7-УМТ-6 здійснює прийом пара з паророзподільних комунікації харчового підприємства, потім вловлює і видаляє конденсат і механічні домішки (1 ступінь очищення пара). Після цього тиск пари регулюють до 0,45-0,5 МПа. Пар сепарують, сушать, потім при температурі 135 ° -150 ° С і зі швидкістю руху 0,85-1,0 м / с подають в сопловий апарат для стерилізації скляної тари і металевих кришок, для витіснення повітря з подкришечного простору, а потім в похилий тунель опускного лотка для стерилізації металевих кришок. рухомих до механізму відбору.

Крім того, машина виробляє повторне уловлювання та видалення конденсату і механічних домішок (2 ступінь очищення пара).

Від якості роботи соплового апарату залежать ступінь стерилізації, повнота видалення повітря з подкришечного простору і глибина вакууму в

					<i>КРМ.ПотаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6

упаковці. Процес стерилізації металевих кришок виконується в похилому тунелі машини, де вони переміщуються під дією сил гравітації. На стерилізацію і прогрів кришок і кільця ущільнювача автомат витрачає 12-15% пара від загального споживання. Регулювання напрямних і висоту каналу в тунелі проводиться ексцентриком і сердечником. Направляючі є змінними для таких діаметрів кришок: 28-43 мм, 43-53 мм, 53-82 мм. Істотним параметром тунелю є кут нахилу кришки до горизонтальної площини в місці її відбору.

Механізм відбору кришок влаштований таким чином, що нижній край кришки в момент її захоплення скляною тарою знаходиться на рівні найвищої точки гвинтового виступу горловину склотари. Стерилізація скляної тари здійснюється сухою парою, що рухаються зі швидкістю 0,6-0,3 м / с при температурі 135 ° С-150 ° С. При цьому вона частково (35-40%) витісняє з подкришечного простору тари, наповненого продуктом, що знаходиться там повітря. Витиснений кисень разом з парою прямує в зону видалення повітря і відпрацьованих пароповітряних сумішей.

На наступному етапі підготовленою сухою парою, що рухаються з соплового апарату, остаточно стерилізуються скляна тара, подкришечний простір, металеві кришки і кільця ущільнювачів, а також проводиться повне витіснення кисню з подкришечного простору, в який впорскується підготовлена порція пари. На виконання такої операції автомат витрачає 35-88% пара від загального його споживання. У зв'язку з тим, що виконавчі механізми і робочі органи машини працюють в зоні високих швидкостей і температур, на їх охолодження і змащення використовується холодна вода (до 50 л / год).

Схема автоматичної машини Ж7-УМТ-6 з позначеними операціями стерилізації, видалення кисню, створення глибокого вакууму і герметизації тари для продуктів харчування наведена на рис. 1.

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		7

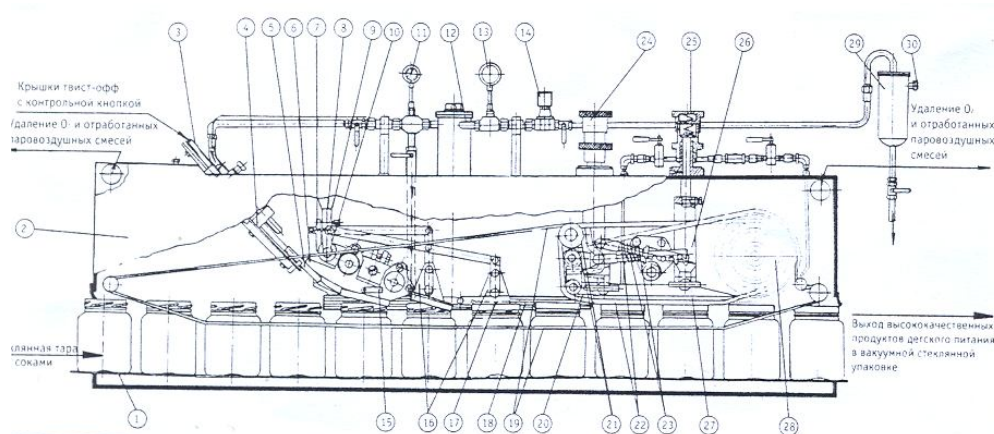


Рис.1

Для орієнтації металевих кришок і подальшого точного накладання їх на горловину скляної тари, в зоні теплової обробки розміщений механізм відбору кришок 6, який за допомогою кронштейна 8 і стійки 9 кріпиться до корпусу укупорочної головки і являє собою хитку опору 7, шарнірно закріплену на стійці 9. На двох колонках 10 вільно провертається в опорі 7, закріплені стінки 15. На стінках 15 встановлені направляючі, по яких металева кришка зісковзує до місця її відбору, утримувана фіксаторами від випадання.

Скляна тара з упакованою в неї продукцією переміщається конвеєром 1 і, утримувана з боків від перекидання і провороту двома трапецеїдальними ремнями 19, захоплює горловиною кришку 5 і з кришкою прямує до укупорочної голівці 20. Точну установку кришок на скляну тару контролюють дві контрольні лапки 16, а попереднє загвинчування кришки здійснюється притиском 17.

Пласкі закупорювальні паси 22 ковзають по нижній поверхні плити 27, встановленої в шарнірних з'єднаннях пружних кронштейнів 26. Кожен з плоских укупорочних пасів натягується роликами 21 і пружинами 23. Установка плити 27 у вертикальній площині здійснюється за допомогою регулюючого пристрою 24, а зусилля притиску пасів до кришки регулюється пристроєм 25. Закупорювання кришок типу III ("твіст-офф") відбувається за рахунок різниці швидкостей переміщення скляної тари і плоских закупорювальних пасів. Процес видалення з автомата кисної відпрацьованих

пароповітряних сумішей здійснюється за допомогою вентиляційної системи, привід якої розміщується в нижній частині станини автомата.

Видалення повітря в процесі закупорювання та створення глибокого вакууму забезпечують максимальне збереження вітамінів і мінеральних речовин у процесі зберігання готових продуктів.

1.2. Теоретичні основи процесу закупорювання.

На рис. 2 зображено схему загвинчування кришки на машині пасового типу та розподіл зусиль на третій стадії перетворень в затворі.

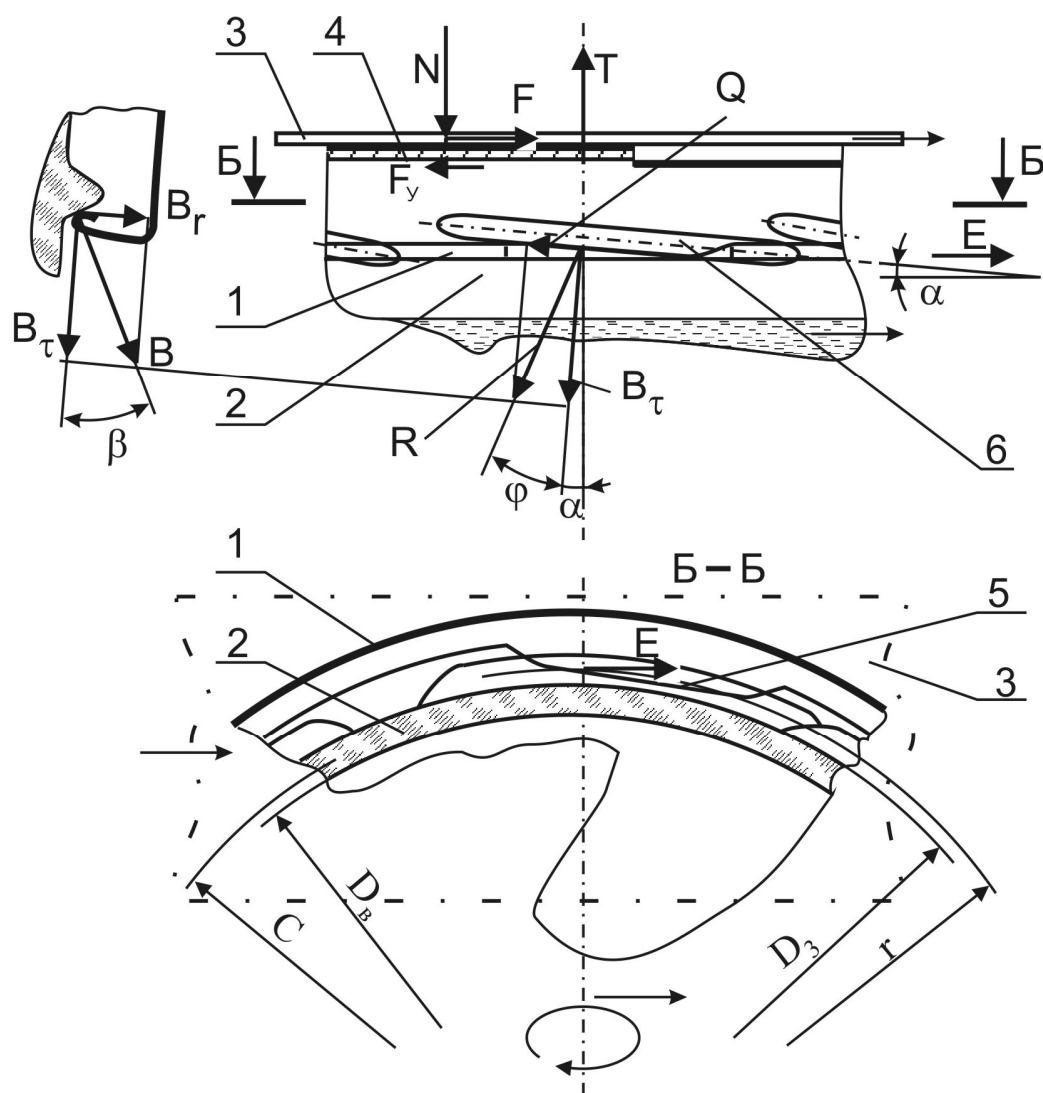


Рис. 2. Схема загвинчування кришки: 1 – кришка; 2 – горловина ємності; 3 – закупорювальний пас; 4 – ущільнювальна прокладка 5 – нарізний упор; 6 – виток нарізки ємності.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

На схемі показано вертикальне зусилля N закупорювальної платформи і створена ним сила тертя F між закупорювальними пасами та кришкою. В результаті виникає момент тертя, завдяки якому кришка загвинчується на горловині банки. Показано герметизуюче зусилля T , яке виникає на третій стадії перетворень в затворі, коли нарізні упори кришки упираються у витки нарізки банки.

Величина герметизуючого зусилля в затворі залежить від сил тертя між закупорювальними пасами і кришкою. Інші сили тертя, які впливають на створене в затворі герметизуюче зусилля, діють на поверхнях контакту кришки з вінцем горловини тари. Це поверхні тертя в затворі: в нарізці та в ущільненні. Отже момент загвинчування кришки, прикладений з боку пасів, обумовлює дію моментів тертя в нарізці та в ущільненні. Тоді момент загвинчування кришки

$$M_z = M_n + M_y, \quad (1)$$

де M_n – момент тертя в нарізці затвора;

M_y – момент сил тертя в ущільненні затвора.

Розглянемо момент тертя в нарізці затвора. З аналізу сил тертя, що діють у звичайних нарізках, та їх впливу на зусилля затягування відомо, що існує нерівномірність навантаження окремих витків нарізки. У випадку з затворами типу III слід зазначити, що вони можуть мати три-, чотири-, шести- та восьмихідні нарізки, які мають неповні витки. Витки будь-якої з цих нарізок практично не перекривають один одного, тому загальна довжина неповних витків нарізки вінця будь-якої банки складає близько одного повного витка однохідної нарізки. Отже, для обчислення моменту тертя в нарізці візьмемо умову, що нарізні горловини скляної тари мають один виток нарізки, а тому будемо визначати момент тертя для одного витка.

Сили тертя, що діють на елемент нарізного упора кришки під час взаємодії з нарізкою банки, зображено на рис. 12. Момент тертя в нарізці виникає від окружної сили E , прикладеної по дотичній до окружності

середнього діаметра нарізки. Під дією зусилля зтягування елемент упора кришки притискається до витка нарізки банки з нормальною силою B . На цей же елемент упора діє сила E .

На поверхні контакту упора кришки і витка нарізки банки, протилежно напрямку загвинчування, діє сила тертя Q . Розкладемо нормальну силу B , що діє на елемент упора, на такі складові: B_t – дотичну до поверхні циліндра, діаметр якого дорівнює середньому діаметру витків нарізки банки, та B_r – перпендикулярну до осі банки.

Позначимо рівнодійну складової нормальної сили B_r та сили тертя Q як R . Кут підйому витків нарізки банки α . Отже, кут між B_t і T також α – як суміжний. Сила тертя Q відхиляє рівнодійну R системи зовнішніх від норми на кут тертя φ . Під дією прикладних сил елементи затвора під час та після третьої стадії перетворень в затворі знаходяться у рівновазі. З умови рівноваги запишемо вираз для визначення дотичної сили E , потрібної для зтягування затвора

$$E = T \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha), \quad (2)$$

де $\operatorname{tg}(\varphi + \alpha)$ – коефіцієнт тертя в нарізці;

φ – зведений кут тертя у витках нарізки;

α – кут підйому витків нарізки.

Тоді момент тертя в нарізці затвора визначається як

$$M_n = T \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) \cdot r, \quad (3)$$

де r – середній радіус витків нарізки банки.

Розглянемо момент сил тертя в ущільненні затвора. Він характеризується тертям між ущільнювальною прокладкою кришки і торцевою поверхнею вінця банки. Сила тертя в ущільненні визначається як

$$F_y = T \cdot \mu, \quad (4)$$

де μ – коефіцієнт тертя ущільнювальної прокладки кришки по торцевій

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		11

поверхні вінця банки.

Тоді момент сил тертя в ущільненні затвора

$$M_y = T \cdot \mu \cdot \frac{D_3 + D_6}{4}, \quad (5)$$

де D_3 – зовнішній діаметр торцевої поверхні вінця банки;

D_6 – внутрішній діаметр торцевої поверхні вінця банки.

Разом з цим, момент загвинчування кришки виникає в результаті контакту закупорювальних пасів з кришкою. Внаслідок їх взаємодії виникає момент тертя M_n , створений пасами. Тому можна записати

$$M_3 = M_n. \quad (6)$$

Момент тертя, створений пасами, знайдемо з залежності

$$M_n = F \cdot c, \quad (7)$$

де F – сила тертя закупорювальних пасів по зовнішній поверхні кришки;

c – плече сили F . Воно відповідає середньому радіусу кільцевого каналу для ущільнювальної прокладки, із зовнішньою поверхнею якого контактують паси.

Сила тертя F створюється в результаті взаємодії пасів закупорювальної платформи та кришки, отже

$$F = N \cdot k, \quad (8)$$

де N – вертикальне зусилля закупорювальної платформи;

k – коефіцієнт тертя пасів по кришці.

Момент тертя, створений пасами, дорівнює

$$M_n = N \cdot k \cdot \frac{D_3 + D_6}{4}. \quad (9)$$

Підставимо в рівняння (1) вирази (3), (5) та (9) та виконаємо перетворення, після чого одержимо формулу для визначення зусилля герметизації в затворі

$$T = \frac{N \cdot k \cdot \frac{D_3 + D_6}{4}}{r \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \mu \cdot \frac{D_3 + D_6}{4}} \quad (10)$$

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		13

2. Критичний огляд обладнання для герметизації консервної скляної тари

Закупорювання вручну на сьогодні в промислових масштабах майже не використовується. На переробних підприємствах для закупорювання консервної скляної тари використовуються закупорювальні машини. В цих машинах використовуються фрикційні базові робочі органи. Конструктивно вони бувають трьох типів: пасові, дискові та шайбові.

Принцип роботи позиційного напівавтомату шайбового типу наступний. Ємність з продуктом з попередньо пропареною та вручну підгвинченою кришкою вручну встановлюється на столик 3, рис. 3. Столик піднімається вгору до контакту кришки з закупорювальним патроном 1, у вигляді шайби з гумовою накладкою 4, який обертається. Ємність фіксується затискачем від обертання.

В результаті взаємодії кришки з шайбою, на затвор діє вертикальне зусилля механізму закупорювання N , величина якого регулюється за допомогою пружини 2. За рахунок сили тертя, яка виникає між кришкою та гумовою накладкою шайби, кришка нагвинчується на ємність та герметизує її.

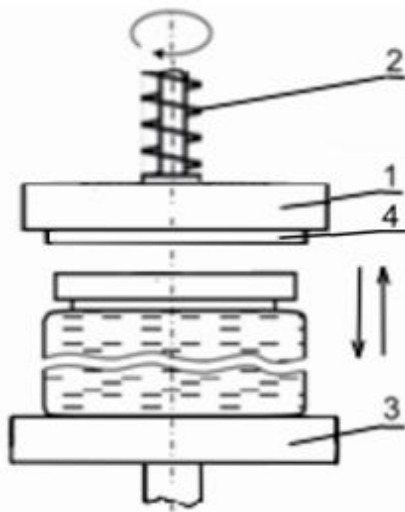


Рис. 3. Схема механізму закупорювання машини шайбового типу.

Загальним недоліком машин з шайбовими органами у порівнянні з пасовими та дисковими є нерівномірність зношування гумової накладки шайби, на якій кришка певного діаметру досить швидко протискує кільцевий відбиток і накладку доводиться міняти.

Розглянемо принцип роботи лінійної машини пасового типу. Ємність з

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

продуктом, рухаючись по конвеєру від фасувальної машини, входить в парову камеру закупорювальної машини. Безпечно проходження ємності та утримання її від провороту навколо власної осі в процесі закупорювання забезпечується за допомогою бокових пасів. Банка вінцем горловини приймає з механізму подачі кришок попередньо зорієнтовану та прогріту парою кришку.

За допомогою спеціального пристрою кришка попередньо підгвинчується, тобто чітко встановлюється нарізними упорами до ходів нарізки вінця банки. Схема механізму закупорювання машини зображена на рис. 4. Банка 1, з попередньо підгвинченою кришкою, заходить під механізм закупорювання і входить у контакт з плоскими закупорювальними пасами, які рухаються у тому ж напрямку що й банка, але з різними швидкостями. Різниця в швидкості закупорювальних пасів зумовлюється різними діаметрами частин суцільного рушійного шківів 2, який приводить в рух обидва паси: пас більшого шківів 3 та пас меншого шківів 4.

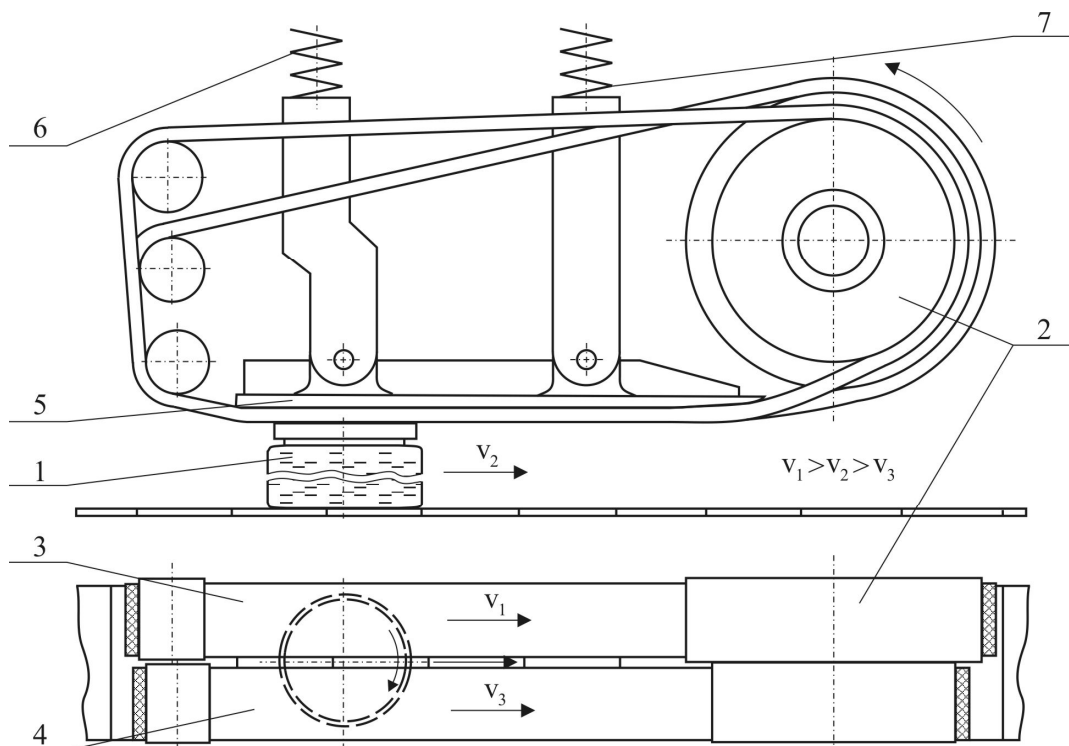


Рис. 4. Схема механізму закупорювання машини пасового типу.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Зверху на затвор за допомогою натискної плити 5 створюється вертикальне зусилля механізму закупорювання N , величина якого регулюється за допомогою пружин 6 та 7. В результаті взаємодії пасів з кришкою, та за рахунок різниці швидкостей між закупорювальними пасами та банкою, виникає момент тертя, який загвинчує, і кришка, у контрольованій паровій атмосфері, з натягом нагвинчується на банку шляхом натискання й повороту.

Таким чином утворюється герметичний затвор. Упори кришки при цьому розташовуються під ниткою нарізки тари і переміщуються в залежності від величини налагодженого зусилля механізму закупорювання N .

Схема механізму закупорювання лінійної машини дискового типу зображена на рис. 5. Дана машина принципово відрізняється від машини пасового типу лише конструкцією робочих органів механізму закупорювання, тому розглянемо лише відмінні риси процесу закупорювання.

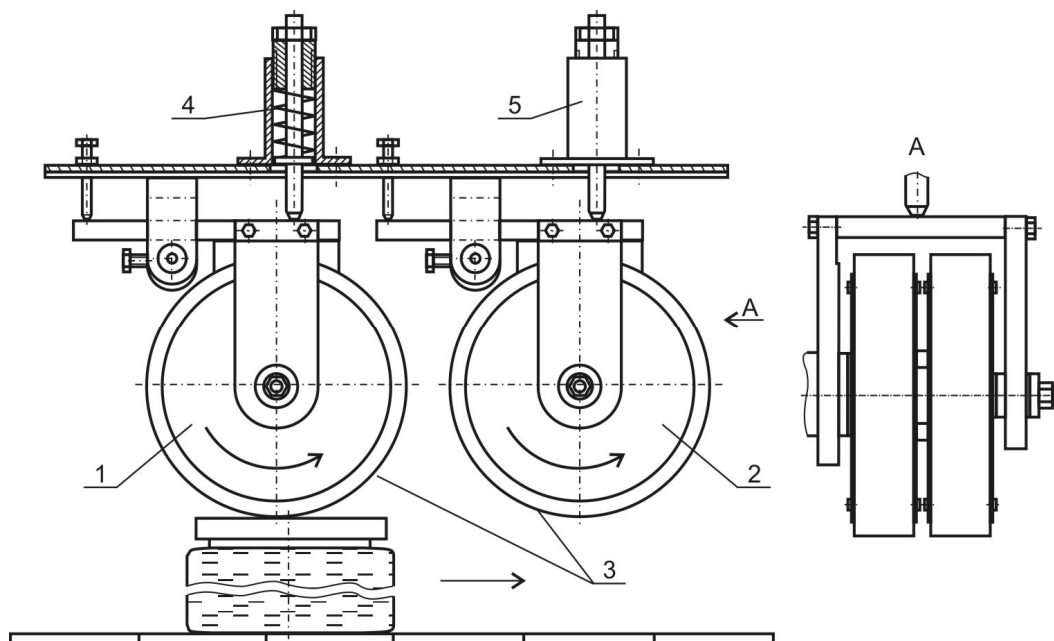


Рис. 5. Схема механізму закупорювання машини дискового типу.

Банка з попередньо підгвинченою кришкою заходить під механізм закупорювання і входить в контакт з двома послідовно розташованими парами закупорювальних дисків 1 і 2, зовнішня поверхня яких являє собою гумові бандажі 3. Диски кожної окремої пари обертаються в один бік, але з

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

різними коловими швидкостями. Зверху на затвор банки через диски створюється вертикальне зусилля механізму закупорювання N , величина якого регулюється за допомогою двох пружин 4 та 5, пов'язаних відповідно з першою та другою парами закупорювальних дисків.

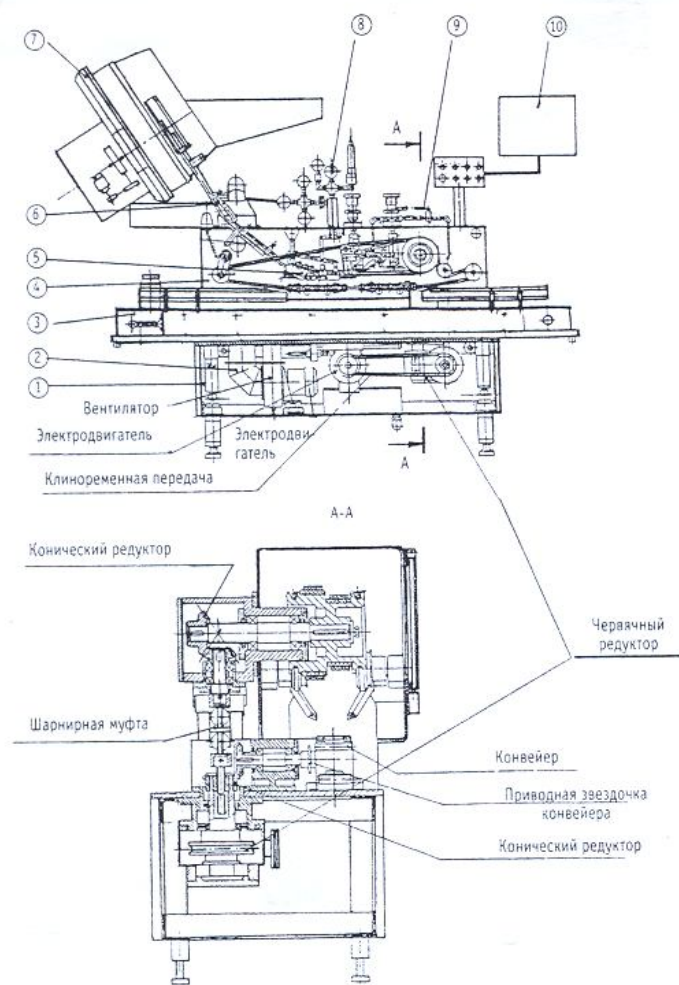
Банка з попередньо підгвинченою кришкою заходить під механізм закупорювання і входить в контакт з двома послідовно розташованими парами закупорювальних дисків 1 і 2, зовнішня поверхня яких являє собою гумові бандажі 3. Диски кожної окремої пари обертаються в один бік, але з різними коловими швидкостями. Зверху на затвор банки через диски створюється вертикальне зусилля механізму закупорювання N , величина якого регулюється за допомогою двох пружин 4 та 5, пов'язаних відповідно з першою та другою парами закупорювальних дисків.

В результаті взаємодії пар дисків з кришкою та за рахунок різниці колових швидкостей руху дисків у кожній парі, виникає момент тертя, який загвинчує, і кришка, у контрольованій паровій атмосфері, з натягом нагвинчується на банку шляхом натискання і повороту.

З огляду можна зробити висновок, що виходячи з втрат продукції в процесі закупорювання, а також з продуктивності закупорювального обладнання, найбільш досконалыми на сьогодні є гвинтовий та натискний способи закупорювання й відповідно лінійні закупорювальні машини з пасовими базовими робочими органами.

3. Опис модернізованої машини

Машина Ж7-УМТ-6 призначена для вакуумного закупорювання скляної тари кришками типу "твіст-офф" і є основною в технологічній лінії вакуумного пакування. За компонуванні машина Ж7-УМТ-6 лінійного типу, працює з продуктивністю 2400-7800 упаковок на годину, споживає пар для технологічних потреб до 20 кг / год, холодної води - до 50 кг / год, електричної енергії - 1,6 кВт / год і має габаритні розміри 3000 x 1250 x 2280 мм. Машина в перебігу декількох хвилин може бути переналажена на різні геометричні розміри скляної тари та металевої кришки (діаметр горловини тари від 70 до 160 мм. Висота тари від 80 до 260 мм). Схема машини наведена на рис 6.



Г И С. 0.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3

Лист

18

Машина складається з:

станина, на якій кріпляться всі вузли та механізми;

пароповітряпроводу 2, що відводить в атмосферу відпрацьовані пароповітряні суміші;

конвеєру 3, який приймає заповнену тару, переміщує її по внутрішньомашинним трасам і видає закупорену тару на магістральний цеховий конвеєр;

закупорювальної головки 4, яка закупорює тару металевою кришкою і утримує при цьому тару від провороту в процесі закупорювання;

видавача кришок 5, який орієнтує кришки таким чином, щоб кільце було спрямоване донизу;

лотка 6, що з'єднує магазин-накопичувач кришок з видавачем;

магазин-накопичувач кришок 7, який обертаючись, накопичує, виділяє і орієнтує видачу кришок на опускний лоток;

система сушки пари, підготовки її за технологічними параметрами (тиск, температура, швидкість руху) і подачі в сопловий пристрій 5;

система подачі води 9, яка охолоджує від нагрівання сухою парою вузли тертя закупорювальних пасів:

система автоматичного управління та електронного контролю 10, що забезпечує роботу машини в заданих технологічних параметрах, безпеку праці обслуговуючого персоналу та аварійну безпеку.

Система закупорювання типу "твіст-офф" ґрунтується на пружних і пластичних деформаціях елементів, що беруть участь в процесі закупорювання, тобто після зняття навантаження всі елементи кришки набувають початкових розмірів. Цей спосіб закупорювання на машині Ж7-УМТ-6 виконується за допомогою закупорювальної головки. (рис. 7).

Закупорювання тари відбувається за рахунок сил тертя, які виникають при різниці швидкостей переміщення скляної тари 2 і пасів 4. Паси 4 ковзають по нижній поверхні плити 7, встановленої в шарнірних з'єднаннях пружних кронштейнів 6. Кожен пас натягується за допомогою натяжних

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
						19
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

роликів і пружин. У пристрої передбачено регулювання зусилля притиску пасів до кришки.

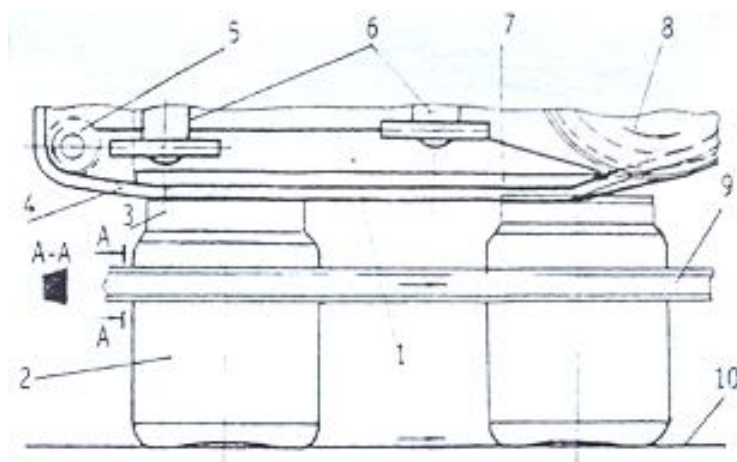


Рис.7.

Основні переваги цього способу закупорювання скляної тари такі:

- Повністю виключається бій скляної тари в процесі пакування;
- Виключається можливість попадання уламків скла в харчовий продукт і травмування робітників;
- Зручність для споживача в процесі відкриття тари і можливість повторного її закриття,.

Якість вакуумного пакування скляної тари крім її герметизації в чому залежить від системи сушки пара, підготовки його по тиску, температурі, швидкості руху і подачі в сопловий пристрій. Система підготовки пара в машині Ж7-УМТ-6 високоефективно вирішує такі завдання:

- стерилізація металевої кришки, кільця ущільнювача горловини тари і підкришкового простору (забезпечує повну відсутність мікроорганізмів всередині упаковки);
- створення глибокого вакууму в підкришковому просторі тари. Ноу-хау даної системи полягає у створенні нового пароперегрівача, соплового пристрою та їх взаєморозташування. На рис.8 наведена схема системи підготовки пара в машині Ж7-УМТ-6.

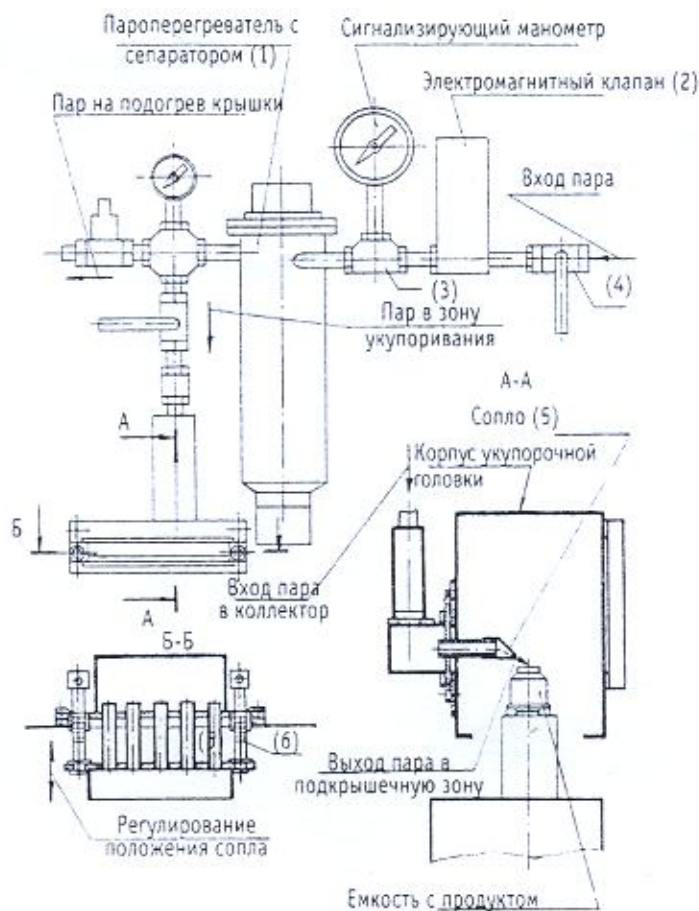


Рис. 8.

Пара по трубопроводах через кульвий кран 4, вентиль з електромагнітним приводом 2 і трійник 3 надходить в пароперегрівач з сепаратором 1 і переміщається в пристрій, де відділяється конденсатовідвідником. Далі пара проходить через зону нагріву, яка працює за допомогою електричного нагрівача, і надходить у сопло 5. Сопло 5 за допомогою штока 6 може переміщатися до горловини тари або віддалятися від неї, а наявні в соплі заслінки, дозволяють відрегулювати товщину струменя пари.

Конструкція сопла знижує витрату пари в 1,5 ... 2 рази, підвищує ступінь стерильності металевої кришки, горловини тари і підкришкового простору, а також сприяє створенню глибокого вакууму в тарі з продуктом. Важливе місце в системі підготовки пари відводиться пароперегрівачеві і конденсатовідвіднику.

Для машини Ж7-УМТ-6 розроблені нові схеми пароперегрівача і конденсатовідвідника (рис.9), які виключають застосування вогнетривких керамічних патронів і застосовані спеціальні наповнювачі, що значно збільшує термін експлуатації пароперегрівача і знижує його вартість. Пароперегрівач здійснює теплову підготовку пари, яка надходить в закупорювальну машину, до оптимальних параметрів (135-145°C). Підготовлена таким чином пара є особливо важливим фактором при пакуванні майонезу або гірчиці, так як відповідно до технологічного регламенту, після упакування вони не піддаються стерилізації в автоклавах.

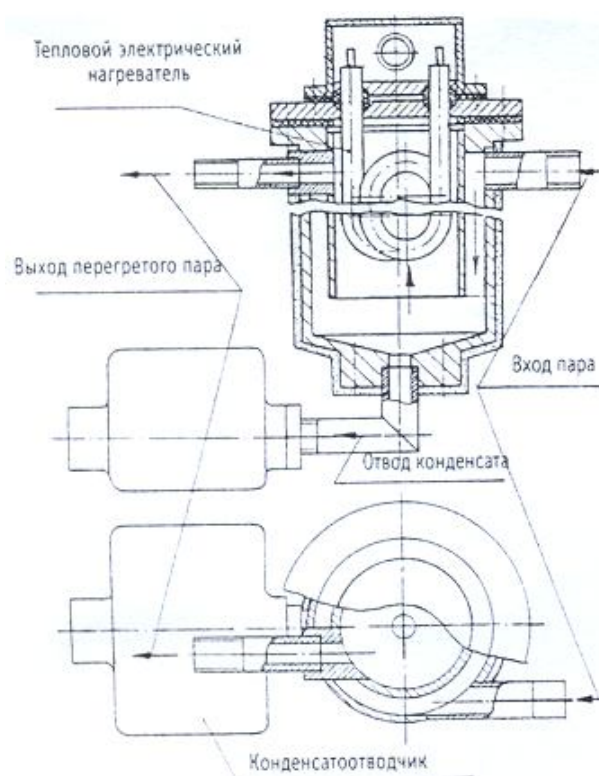


Рис. 9.

Важливою перевагою розробленої системи підготовки пари є і те, що підготовлена пара точно подається в підкришковий простір, чим досягається висока ступінь стерильності тари.

Переваги машини:

1. Повна герметизація банки в процесі закупорювання.
2. Відсутність бою скла в процесі закупорювання.
3. Широкий асортимент банок і пляшок, для закупорювання.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3

Лист

22

До недоліків цієї машини можна віднести значну віддаленість пружин регулювання зусилля натискної плити механізму закупорювання від самої натискної плити, що сприяє перекосам і недостатній надійності передачі зусилля на натискну плиту.

У зв'язку з цим для збільшення жорсткості системи передачі зусилля на натискну плиту механізму закупорювання регулююча пружина зі своїм стаканом максимально наближена до натискної плити і розташована безпосередньо в паровій камері.

Зміни в товщині жерсті кришок вимагають оперативного втручання в силові параметри натискної плити, які регулюються пружинами. Для визначення закономірностей між змінами товщини жерсті і силовими параметрами механізму закупорювання необхідно дослідити можливість чисельного регулювання зусилля попереднього стискання пружин та взаємозв'язок між силовими параметрами, товщиною жерсті та критерієм рівномірності завантаження вузлів жорсткості кришок.

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		23

4. Технічний проект

4.1 Технологічний розрахунок

Технологічний розрахунок закупорювальної машини полягає у визначенні основних параметрів ланцюгового транспортера.

Вихідні дані для розрахунку:

- характер руху транспортера - рівномірно-поступальний;
- продуктивність машини - $Q = 1,67 \frac{\text{бан}}{\text{с}}$
- діаметр тари - $d_6 = 0,105 \text{ м}$.

Визначаємо швидкість транспортера

$$v_{mp} = Q \cdot d_6 = 1,67 \cdot 0,105 = 0,175 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Отриману швидкість округляємо до найближчої за нормативами, і отримуємо

$$v_{mp} = 0,255 \frac{\text{М}}{\text{с}} \text{ [див. таблицю на кінематичній схемі]}$$

Визначаємо діаметр привідної зірки транспортера

$$D_3^{np} = \frac{t_u}{\sin \frac{180^\circ}{Z_{10}}},$$

де t_u - крок ланцюга транспортера

$$t_u \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_7 \cdot 10^3 \cdot K_3}{Z_{10} \cdot [p] \cdot m}},$$

де T - крутний момент на валу привідної зірочки, Нм

$$T_7 = \frac{P_7}{\omega_{\text{вн}}} = \frac{0,46 \cdot 10^3}{4,098} = 112,25$$

K_3 - коефіцієнт, що враховує умови монтажу і експлуатації ланцюгової передачі

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{cm} \cdot K_n = 1,25 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,25 = 1,094,$$

					КРМ.ПотаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		24

де K_d - динамічний коефіцієнт, при невеликій інтенсивності ударів
 $K_d = 1,25$,

K_a - коефіцієнт, що враховує міжосьову відстань, $K_a = 0,4$.

K_n - коефіцієнт, що враховує вплив нахилу ланцюга, $K_n = 1$

K_p - коефіцієнт, що враховує спосіб регулювання ланцюга, $K_p = 1,25$.

K_{cm} - коефіцієнт, що враховує спосіб змашування, $K_{cm} = 1,4$

K_n - коефіцієнт, що враховує періодичність роботи передачі, $K_n = 1,25$.

Z_{10} - число зубців зірочки транспортера, $Z_{10} = 42$

$[p]$ - допустимий тиск в шарнірах ланцюга. Припустимо, що крок ланцюга $t = 15,875 \text{ мм}$, тоді $[p] = 43 \text{ МПа}$,

m - число рядів ланцюга, $m = 1$

$$t_u \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_7 \cdot 10^3 \cdot K_a}{Z_{10} \cdot [p] \cdot m}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{112,25 \cdot 10^3 \cdot 1,094}{42 \cdot 43 \cdot 1}} = 11,428 \text{ мм}$$

Приймаємо крок ланцюга $t_u = 15,875 \text{ мм}$

$$D_{36}^{mp} = \frac{t_u}{\sin \frac{180^\circ}{Z_{10}}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{42}} = 212,43 \text{ мм}$$

Визначаємо частоту обертання зірки транспортера

$$v_{mp} = \frac{\pi \cdot D_{36}^{mp} \cdot n_{mp}}{60} \Rightarrow n_{mp} = \frac{60 \cdot v_{mp}}{\pi \cdot D_{36}^{mp}} = \frac{60 \cdot 0,255}{3,14 \cdot 212,43} = 0,023 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		25

4.2 Кінематичний розрахунок

Метою кінематичного розрахунку є визначення швидкостей обертання валів і робочих органів машини. Кінематична схема закупорювальної машини Ж7-УМТ-6 складається з двох кінематичних ланцюгів, незалежних один від одного, що приводяться окремими електродвигунами, тому кінематичний розрахунок будемо проводити кожного ланцюга окремо.

4.2.1. Кінематичний розрахунок хопера.

Визначаємо частоту обертання роздаткового диска хопера

Згідно заданої продуктивності $Q = 100 \frac{\text{бан}}{\text{хв}}$ за таблицями, наведеними в

паспорті машини, знаходимо частоту обертання диска $n_d = 12,2 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$. Так як диск

жорстко закріплений на вихідному валу черв'ячного редуктора, отже

$$n_d = n_{III} = 12,2 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Визначаємо кутову швидкість роздаткового диска хопера

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 12,2}{30} = 1,277 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

де n_{III} - частота обертання вихідного валу черв'ячного редуктора, об/хв.

Визначаємо частоту обертання вихідного валу клинопасової передачі за формулою:

$$U_{ч.р.} = \frac{n_{II}}{n_{III}} \Rightarrow n_{II} = U_{ч.р.} \cdot n_{III} = 58 \cdot 12,2 = 707,6 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

де $U_{ч.р.}$ - передатне число черв'ячного редуктора

Визначаємо кутову швидкість вихідного вала клинопасової передачі

$$\omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} = \frac{3,14 \cdot 707,6}{30} = 74,062 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
						26
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо частоту обертання валу двигуна за формулою:

$$U_{\text{кл.п.}} = \frac{n_I}{n_{II}} \Rightarrow n_I = U_{\text{кл.п.}} \cdot n_{II} = 1,27 \cdot 707,6 = 898,652 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

де $U_{\text{кл.п.}}$ - передаточне відношення клинопасової передачі

$$U_{\text{кл.п.}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{80}{63} = 1,27,$$

де d_2 - діаметр веденого шківа клинопасової передачі, $d_2 = 80 \text{ мм}$

d_1 - діаметр ведучого шківа клинопасової передачі, $d_1 = 63 \text{ мм}$

Визначаємо кутову швидкість вала двигуна

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{3,14 \cdot 898,652}{30} = 94,06 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Отриману частоту обертання валу електродвигуна округлюємо до найближчої більшої табличної і отримуємо $n_I = n_{\text{эл.дв.}} = 1000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

4.2.2 Кінематичний розрахунок приводу зачупорювальної головки і ланцюгового транспортера.

Визначаємо кутову швидкість привідного шківа зачупорювальної головки за формулою:

$$v = \omega_{IV} \cdot r \Rightarrow \omega_{IV} = \frac{v}{r} = \frac{0,255}{0,08} = 3,188 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

де r - радіус привідного шківа, м.

$$r = \frac{d_6}{2} = \frac{160}{2} = 80 \text{ мм},$$

де d_6 - діаметр привідного шківа, $d_6 = 160 \text{ мм}$

v - швидкість привідного шківа, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$

З роботи машини видно, що швидкість ланцюга транспортера і швидкість утримуючих пасів повинні бути однаковими, тому якщо вони будуть різними, буде виникати явище "перетягування" тари, що призводить до її дряпання і погіршення естетичного вигляду. Виходячи з цього і

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		27

прийнятої продуктивності $Q = 100 \frac{\text{бан}}{\text{хв}}$ з таблиці, наведеної на кінематичній схемі, вибираємо відповідне значення швидкості ланцюга транспортера

$$v_{ц.тр.} = v_{вед.рем.} = 15,3 \frac{\text{м}}{\text{хв}} = 0,255 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Визначаємо частоту обертання приводного шківів закупорювальної головки за формулою:

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30} \Rightarrow n_{IV} = \frac{30 \cdot \omega_{IV}}{\pi} = \frac{30 \cdot 3,188}{3,14} = 30,46 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Визначаємо частоту обертання вихідного валу черв'ячного редуктора за формулою:

$$U_{к.п.} = \frac{n_{III}}{n_{IV}} \Rightarrow n_{III} = U_{к.п.} \cdot n_{IV} = 1,5 \cdot 30,46 = 45,69 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

де $U_{к.п.}$ - передаточне відношення конічної передачі

$$U_{к.п.} = \frac{Z_5}{Z_4} = \frac{36}{24} = 1,5,$$

де Z_5 - число зубців колеса, $Z_5 = 36 \text{шт}$

Z_4 - кількість зубців шестерні, $Z_4 = 24 \text{шт}$

Визначаємо кутову швидкість вихідного валу черв'ячного редуктора

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 45,69}{30} = 4,782 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Визначаємо частоту обертання вихідного валу клинопасової передачі за формулою:

$$U_{ч.р.} = \frac{n_{II}}{n_{III}} \Rightarrow n_{II} = U_{ч.р.} \cdot n_{III} = 32 \cdot 45,69 = 1462,08 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

де $U_{ч.р.}$ - передаточне відношення черв'ячного редуктора.

Визначаємо кутову швидкість вихідного валу клинопасової передачі

					<i>КРМ.ПотаЕМ.1.749-03.1.3</i>	Лист
						28
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1462,08}{30} = 153,031 \frac{рад}{с}$$

Визначаємо частоту обертання валу електродвигуна за формулою:

$$U_{кл.п.} = \frac{n_I}{n_{II}} \Rightarrow n_I = U_{кл.п.} \cdot n_{II} = 0,945 \cdot 1462,08 = 1381,66 \frac{об}{хв} ,$$

де $U_{кл.п.}$ - передаточне відношення клинопасової передачі

$$U_{кл.п.} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{113,4}{120} = 0,945 ,$$

де d_1 - діаметр ведучого шківa клинопасової передачі, $d_1 = 120 мм$

d_2 - діаметр веденого шківa клинопасової передачі, $d_2 = 113,4 мм$

Визначаємо кутову швидкість вала електродвигуна

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{3,14 \cdot 1381,66}{30} = 144,614 \frac{рад}{с}$$

4.2.3 Визначаємо частоту обертання привідної зірки ланцюгового транспортера за формулою:

$$U_{к.п.} = \frac{n_{III}}{n_V} \Rightarrow n_V = \frac{n_{III}}{U_{к.п.}} = \frac{45,69}{1,167} = 39,15 \frac{об}{хв} ,$$

де $U_{к.п.}$ - передаточне відношення кінчної передачі

$$U_{к.п.} = \frac{Z_7}{Z_3} = \frac{42}{36} = 1,167 ,$$

де Z_7 - число зубців колеса, $Z_7 = 42шт$

Z_3 - кількість зубців шестерні, $Z_3 = 36шт$

Визначаємо кутову швидкість привідної зірки ланцюгового транспортера

$$\omega_V = \frac{\pi \cdot n_V}{30} = \frac{3,14 \cdot 39,15}{30} = 4,098 \frac{рад}{с}$$

					<i>КРМ.ПотвЕМ.1.749-03.1.3</i>	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		29

Визначаємо частоту обертання веденої зірки приводу транспортера за формулою:

$$U_{л.н.} = \frac{n_V}{n_{VI}} \Rightarrow n_{VI} = \frac{n_V}{U_{л.н.}} = \frac{39,15}{1} = 39,15 \frac{об}{хв},$$

де $U_{л.н.}$ - передаточне відношення ланцюгової передачі

$$U_{л.н.} = \frac{Z_9}{Z_8} = \frac{15}{15} = 1,$$

де Z_8 - число зубців ведучої зірочки, $Z_8 = 15шт$

Z_9 - число зубців веденої зірочки, $Z_9 = 15шт$

Визначаємо кутову швидкість веденої зірки приводу транспортера

$$\omega_{VI} = \frac{\pi \cdot n_{VI}}{30} = \frac{3,14 \cdot 39,15}{30} = 4,098 \frac{рад}{с}$$

Отриману частоту обертання валу електродвигуна округляємо до найближчої більшої табличній і отримуємо $n_I = n_{эл.дв.} = 1500 \frac{об}{хв}$.

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
						30
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3. Силовий розрахунок

Силовий розрахунок полягає у визначенні потужності електродвигуна для приводу основних вузлів закупорювальної машини, а саме, закупорювальної головки і приводу пластинчастого транспортера. Потужність електродвигуна для приводу визначаємо виходячи з сумарної потужності технологічної операції, що здійснюється кожним робочим органом.

Визначаємо силу тертя між кришкою і закупорювальним пасом

$$F_{mp} = F_r \cdot f = 200 \cdot 0,3 = 60H ,$$

де F_r - Сила притиснення ременів до кришки, $F_r = 20кг$

f - коефіцієнт тертя, приймаємо $f = 0,3$ [3.с.82]

Визначаємо окружну силу.

Окружну силу F_t визначаємо виходячи з умови [3.с.82]:

$$F_{mp} \geq F_t$$

Припустимо, що $F_{mp} = F_t$, звідки випливає, що $F_t = 60H$

Уточнюємо силу тертя між пасами і кришкою

$$F_{mp} = K \cdot F_t = 5 \cdot 60 = 300H ,$$

де K - коефіцієнт навантаження або запас зчеплення. Приймаємо для передач приладів

$$K = 5$$

Визначаємо потужність необхідну для загвинчування кришки виходячи з формули:

$$F_t = \frac{P}{v} \Rightarrow P = F_t \cdot v = 300 \cdot 1,55 = 465Bm = 0,465кВт ,$$

де v - швидкість загвинчування кришки

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
						32
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$v = v_1 - v_2 = 2,8 - 1,25 = 1,55 \frac{M}{c},$$

де v_1, v_2 - швидкості першого і другого пасів відповідно, $v_1 = 2,8 \frac{M}{c}$,

$$v_2 = 1,25 \frac{M}{c}$$

Визначаємо величину крутного моменту при загвинчуванні кришки

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega} = \frac{0,465 \cdot 10^3}{37,35} = 12,45 H \cdot m,$$

де ω - окружна швидкість кришки

$$v = \omega \cdot r \Rightarrow \omega = \frac{v}{r} = \frac{1,55}{0,0415} = 37,35 \frac{rad}{c},$$

де r - радіус кришки

$$r = \frac{d_{кр}}{2} = \frac{0,083}{2} = 0,0415 m,$$

де $d_{кр}$ - діаметр кришки, $d_{кр} = 83 мм = 0,083 m$

Визначаємо потужність, необхідну для приводу шківа закупорювальної головки за формулою:

$$P_5 = P_4 \cdot \eta_{к.п.} \cdot \eta_{п.к.} \Rightarrow P_4 = \frac{P_5}{\eta_{к.п.} \cdot \eta_{п.к.}} = \frac{0,465}{0,96 \cdot 0,995} = 0,487 kBm,$$

де P_5 - потужність, що передається закупорювальними пасами, кН. Так як передача фрикційна, отже, потужність при загвинчуванні кришки дорівнює потужності переданої закупорювальними пасами, $P_5 = 0,465 kBm$

$\eta_{к.п.}$ - ККД конічної передачі, $\eta_{к.п.} = 0,96$,

$\eta_{п.к.}$ - ККД підшипників кочення, $\eta_{п.к.} = 0,995$

Визначаємо потужність необхідну для приводу конічної передачі пластинчастого транспортера за формулою:

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{к.п.} \cdot \eta_{п.к.} \Rightarrow P_3 = \frac{P_4}{\eta_{к.п.} \cdot \eta_{п.к.}} = \frac{0,487}{0,96 \cdot 0,995} = 0,51 kBm,$$

де $\eta_{к.п.}$ - ККД конічної передачі, $\eta_{к.п.} = 0,96$,]

					<i>КРМ.ПотаЕМ.1.749-03.1.3</i>	Лист
						33
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$\eta_{н.к.}$ - ККД підшипників кочення, $\eta_{н.к.} = 0,995$

Визначаємо потужність, необхідну для приводу черв'ячного редуктора

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{ч.р.} \cdot \eta_{н.к.} \Rightarrow P_2 = \frac{P_3}{\eta_{ч.р.} \cdot \eta_{н.к.}} = \frac{0,51}{0,8 \cdot 0,995} = 0,641 \text{ кВт} ,$$

де $\eta_{ч.р.}$ - ККД черв'ячного редуктора, $\eta_{ч.р.} = 0,8$

$\eta_{н.к.}$ - ККД підшипників кочення, $\eta_{н.к.} = 0,995$

Визначаємо потужність на приводному валу клинопасової передачі

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{кл.п.} \cdot \eta_{н.к.} \Rightarrow P_1 = \frac{P_2}{\eta_{кл.п.} \cdot \eta_{н.к.}} = \frac{0,641}{0,95 \cdot 0,995} = 0,678 \text{ кВт} ,$$

де $\eta_{кл.п.}$ - ККД клинопасової передачі, $\eta_{кл.п.} = 0,95$

$\eta_{н.к.}$ - ККД підшипників кочення, $\eta_{н.к.} = 0,995$

Визначаємо потужність на привідному валу клинопасової передачі

$$P_6 = P_3 \cdot \eta_{к.л.} \cdot \eta_{н.к.} = 0,51 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 0,487 \text{ кВт} ,$$

де $\eta_{к.л.}$ - ККД клиноремінною передачі, $\eta_{к.л.} = 0,96$

$\eta_{н.к.}$ - ККД підшипників кочення, $\eta_{н.к.} = 0,995$

Визначаємо потужність на привід веденої зірочки пластинчастого транспортера:

$$P_7 = P_6 \cdot \eta_{ц.л.} \cdot \eta_{н.к.} = 0,487 \cdot 0,95 \cdot 0,995 = 0,46 \text{ кВт} ,$$

де $\eta_{ц.л.}$ - ККД ланцюгової передачі, $\eta_{ц.л.} = 0,95$

$\eta_{н.к.}$ - ККД підшипників кочення, $\eta_{н.к.} = 0,995$

Визначаємо потужність споживану пластинчастим транспортером (потужність, необхідна на переміщення тари з продуктом):

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		34

операції, буде невелика, а отже і крутний момент теж буде невеликим. Отже, з цієї формули ми можемо взяти тільки верхню межу числового інтервалу, тобто 4.

Припустимо, що $d_1 = (3..4) \cdot \sqrt[3]{T_1}$ і беручи до уваги вище припущення, формула для визначення крутного моменту на валу двигуна прийме вигляд:

$$d_1 = 4 \cdot \sqrt[3]{T_1} \Rightarrow T_1 = \left(\frac{d_1}{4}\right)^3 = \left(\frac{63}{4}\right)^3 = 3906,984 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 3,907 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначаємо потужність, необхідну для приводу черв'ячного редуктора

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{кл.п.}} \cdot \eta_{\text{н.к.}} = 0,409 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 0,391 \text{ кВт},$$

де $\eta_{\text{кл.п.}}$ - ККД клинопасової передачі, $\eta_{\text{кл.п.}} = 0,96$

$\eta_{\text{н.к.}}$ - ККД підшипників кочення, $\eta_{\text{н.к.}} = 0,995$

Визначаємо потужність, необхідну для приводу диска

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{ч.р.}} \cdot \eta_{\text{н.к.}} = 0,391 \cdot 0,8 \cdot 0,995 = 0,311 \text{ кВт}$$

$\eta_{\text{ч.р.}}$ - ККД черв'ячного редуктора, $\eta_{\text{ч.р.}} = 0,8$

$\eta_{\text{н.к.}}$ - ККД підшипників кочення, $\eta_{\text{н.к.}} = 0,995$

Уточнюємо потужність двигуна для приводу хопера

$$\eta_{\text{заг}} = \frac{P_3}{P_{\text{дв}}} \Rightarrow P_{\text{дв}} = \frac{P_3}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{0,311}{0,753} = 0,413 \text{ кВт},$$

де $\eta_{\text{заг}}$ - загальний ККД приводу хопера

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{кл.п.}} \cdot \eta_{\text{ч.р.}} \cdot \eta_{\text{н.к.}}^4 = 0,96 \cdot 0,8 \cdot 0,995^4 = 0,753,$$

де $\eta_{\text{кл.п.}}$ - ККД клинопасовою передачі, $\eta_{\text{кл.п.}} = 0,96$ [

$\eta_{\text{ч.р.}}$ - ККД черв'ячного редуктора, $\eta_{\text{ч.р.}} = 0,8$

$\eta_{\text{н.к.}}$ - ККД підшипників кочення, $\eta_{\text{н.к.}} = 0,995$

За отриманого значення необхідної потужності електродвигуна

$P_{\text{ел.дв}} = 0,413 \text{ кВт}$ і частоті обертання ротора електродвигуна $n_{\text{ел.дв.}} = 898,652 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$,

отриманої при проведенні кінематичного розрахунку, вибираємо

					<i>КРМ.ПотдЕМ.1.749-03.1.3</i>	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		36

електродвигун, найближчий більший до отриманих значень марки 4A71B6Y3 з параметрами $P_{ел.дв.} = 0,55кВт$ і $n_{ел.дв.} = 1000 \frac{об}{хв}$ [4.дод.П1]

Визначаємо сумарну встановлену потужність машини

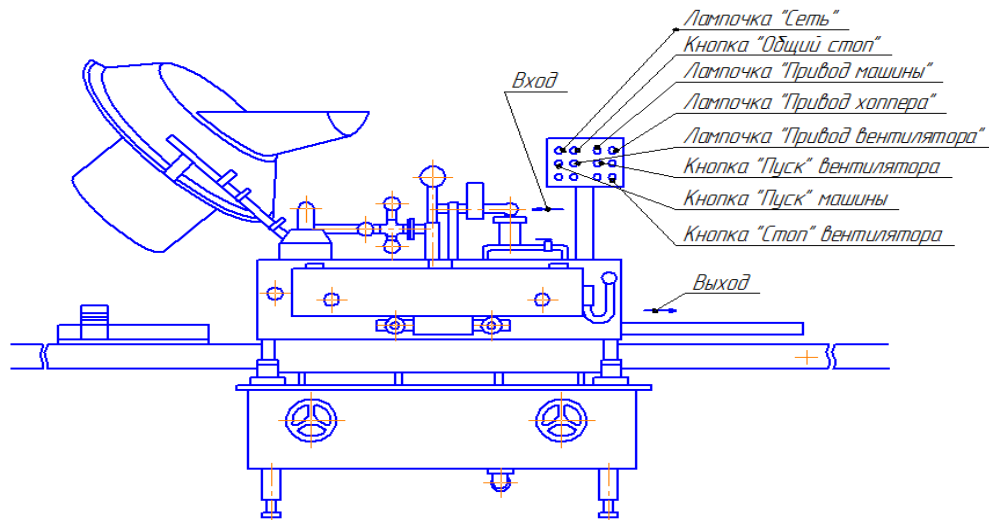
$$\sum P_{уст} = P_{маш} + P_x + P_{вент} = 1,1 + 0,55 + 0,25 = 1,9кВт,$$

де $P_{маш}$ - потужність електродвигуна для приводу закупорювальної головки і приводу транспортера, кВт.

P_x - потужність електродвигуна для приводу хопера, кВт.

$P_{вент}$ - Потужність електродвигуна для приводу вентилятора,

$$P_{вент} = 0,25кВт$$



4.5 Розрахунок на міцність ланцюгової передачі

Розрахунок на міцність ланцюгової передачі полягає у перевірці коефіцієнта запасу міцності передачі.

Визначаємо сили, що діють на ланцюг:

$$\text{окружна } F_t = P_7 / v_{mp} = 0,46 \cdot 10^3 / 0,255 \approx 1,8 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$\text{відцентрова } F_v = qv_{mp}^2 = 1 \cdot 0,255^2 \approx 0,065 \text{ Н}$$

$$\text{від провисання ланцюга } F_s = 9,81k_sqa = 9,81 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 2,7 \approx 159 \text{ Н}$$

де k_s – коефіцієнт, що враховує положення транспортера в просторі; $k_s = 6$;

a – міжосьова відстань; $a = 2,7$ м,

розрахункове навантаження на вали

$$F_6 = F_t + 2F_s = 1,8 \cdot 10^3 + 2 \cdot 159 \approx 2,12 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Перевіряємо коефіцієнт запасу потужності s

$$s = \frac{Q}{K_d F_t + F_v + F_s} = \frac{18,2 \cdot 10^3}{1,25 \cdot 1,8 \cdot 10^3 + 0,065 + 159} \approx 7,55$$

Нормативний коефіцієнт запасу потужності становить $[s]=7,2$.

Умова $s=7,55 > [s]=7,2$ виконується.

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		38

5. Налагодження зусилля попереднього стискання пружин механізму закупорювання

Величина зусилля попереднього стискання пружин механізму закупорювання на закупорювальному обладнанні встановлюється шляхом стиснення двох пружин. Пружини знаходяться в закритих стаканах у вертикальному положенні і взаємодіють з вертикальними стрижнями, шарнірно пов'язаними з натискною плитою механізму закупорювання, по якій ковзають закупорювальні паси. Характеристики пружин в документації на закупорювальне обладнання не наводяться.

Для можливості налагодження зусилля попереднього стискання пружин на потрібну величину на спеціальному стенді були визначені характеристики пружин. Безпосередньо силові параметри пружин визначалися за допомогою зразкового динамометру стискання ДОСМ-3-0,05. Попередньо були визначені характеристики самого динамометру.

Встановлення конкретної величини зусилля попереднього стискання пружин на закупорювальних машинах ускладнювалося тим, що існуючі закупорювальні машини не пристосовані для здійснення такої операції. На діючому обладнанні це зусилля встановлюється методом підбору його необхідної величини без застосування чисельних показників. Налагодження модернізованої закупорювальної машини марки на задану величину зусилля попереднього стискання другої пружини здійснюється у такий спосіб.

1. Викрутивши упор 1 знімали регулюючу гайку 2, рис. 18.
2. Викручували регулюючий гвинт 3 та вимірювали його висоту H_c .
3. З утримуючого стакана 4 виймали праву пружину притискання 5 натискної плити та вимірювали її висоту у вільному стані H_n .
4. За допомогою глибиноміра штангенциркуля вимірювали відстань H_c між верхньою площиною утримуючого стакана 4 та опорною площиною пружини на пінолі 6, яка регулює розташування натискної плити, тобто глибину стакана 4 у складеному вигляді.

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		39

5. Пружину 5 знову встановлювали в утримуючий стакан 4. Знаючи глибину стакана H_c та висоту пружини H_n знаходили відстань від верхнього торця пружини до верхньої площини стакана 4, тобто глибину вільного простору в стакані H , як $H = H_c - H_n$. Слід зазначити, що пружина має плоскі зашліфовані торцеві витки.

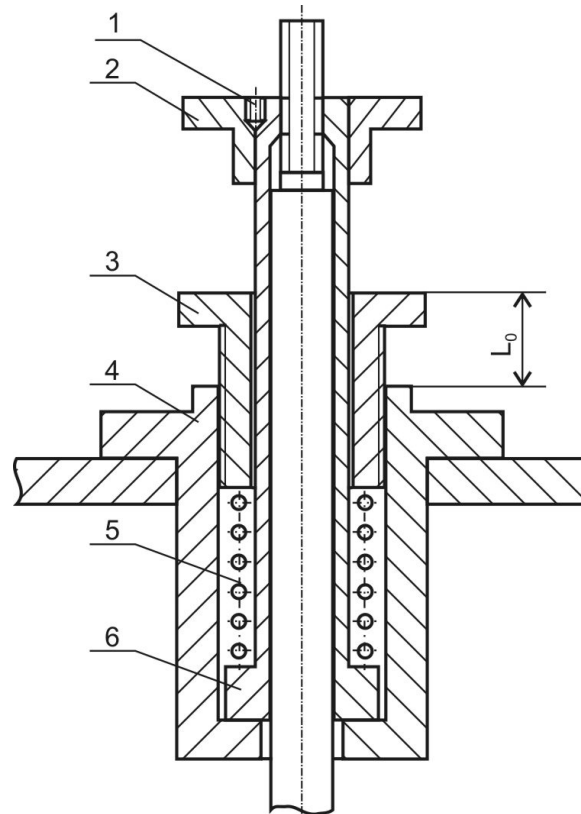


Рис. 18. Схема налагодження заданої величини зусилля попереднього стиснення пружин механізму закупорювання модернізованої машини.

6. Знаючи глибину вільного простору в стакані 4, на цю глибину загвинчували гвинт 3 в стакан 4, досягаючи тим самим торкання гвинта 3 до пружини 5.

7. Для фіксації розташування гвинта 3 відносно стакана 4 в положенні торкання гвинта 3 до пружини 5, за допомогою штангенциркуля вимірювали відстань L_0 між верхньою площиною гвинта 3 та верхньою площиною стакана 4.

8. Продовжуючи загвинчувати гвинт 3 стискували пружину 5. Після чого знову вимірювали відстань L між верхньою площиною гвинта 3 та верхньою площиною стакана 4, визначаючи таким чином поточне розташування гвинта 3 відносно стакана 4.

9. Величину стиснення пружини визначили як $l = L_0 - L$.

10. Використовуючи силову характеристику пружини 3 та величину її стиснення l , визначали величину поточного зусилля попереднього стискання другої пружини N^n .

Налагодження закупорювальної машини на потрібну величину зусилля попереднього стискання першої пружини здійснювалось аналогічним шляхом.

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		41

6. Залежність вертикального зусилля механізму закупорювання від товщини жерсті кришок

З робіт д.т.н. Ватренка О.В. відомо, що затвори скляної тари типу III є механічно подібними системами, тому:

1. В механічно подібних затворах навантаження на вузли жорсткості кришок є подібними і характеризуються критерієм рівномірності завантаження вузлів жорсткості кришок V , чисельне значення якого є сталим для сукупності механічно подібних напружених станів затворів.

2. Визначення величини критерію V дозволяє розраховувати ключові геометричні параметри кришок затворів будь-яких типорозмірів та параметрів процесу закупорювання, в тому числі з урахуванням зміни товщини матеріалу, з якого їх виготовлено.

Запишемо критерій рівномірності завантаження вузлів жорсткості кришок

$$V = \frac{P \cdot \delta}{G \cdot K_c}, \quad (11)$$

де P – контактний тиск в ущільненні затвора;

G – питоме навантаження на нарізні упори кришок.

Контактний тиск в ущільненні затвора на другому етапі навантажень визначається як

$$P = \frac{T_k}{S_k}, \quad (12)$$

де T_k – зусилля герметизації в затворі k -го типорозміру.

Зусилля герметизації визначається за формулою (10)

Критерій рівномірності завантаження вузлів жорсткості кришок в розгорнутому вигляді можна представити за формулою

$$V = \frac{\delta \cdot n_k \cdot l_k^2}{S_k \cdot D_k} \quad (13)$$

де δ – товщина жерсті кришки;

n – кількість нарізних упорів кришки;

l_k – довжина нарізного упора кришки;

S – площа торцевої поверхні вінця банки;

D – середній діаметр нарізки горловини банки.

Значення критерію V , отримане при дослідженні затвора III-82 для жерсті товщиною 0,20 мм і довжини нарізного упора 18 мм, відоме з робіт д.т.н. Ватренка О.В. і складає $V_{0,20} = 7,92 \cdot 10^{-3}$.

При зменшенні товщини жерсті кришок значення критерію V буде зменшуватись, що негативно вплине на рівномірність завантаження вузлів жорсткості кришок і зменшить безпеку харчової продукції. Для компенсації зменшення величини критерію V треба збільшувати контактний тиск в ущільненні затвора P для дотримання сталості критерію. Для збільшення контактного тиску виходячи з (12) треба збільшувати зусилля герметизації в затворі T .

Згідно (10) для збільшення зусилля герметизації, за сталості коефіцієнтів тертя, треба збільшувати вертикальне зусилля закупорювальної платформи N , яке є одним з головних силових параметрів процесу закупорювання. Значення вертикального зусилля N для затвора III-82 для жерсті товщиною 0,20 мм, відоме з робіт д.т.н. Ватренка О.В. і складає $N_{0,20} = 127$ Н.

Для встановлення частки збільшення вертикального зусилля N визначимо співвідношення критеріїв V до та після зменшення товщини жерсті, тобто для $\delta = 0,20$ мм і $\delta = 0,18$ мм. Значення критерію $V_{0,18}$ для жерсті товщиною $\delta = 0,18$ мм не змінюючи довжину упору $l = 18$ мм визначимо за формулою (13) для затвора III-82. Отримуємо $V_{0,18} = 7,12 \cdot 10^{-3}$. Тоді співвідношення критеріїв

$$x_{0,18} = \frac{V_{0,20}}{V_{0,18}} = \frac{7,92 \cdot 10^{-3}}{7,12 \cdot 10^{-3}} = 1,112.$$

Отже величина вертикального зусилля $N_{0,18}$ при зменшенні товщини жерсті до 0,18 мм складе

$$N_{0,18} = N_{0,20} x_{0,18} = 127 \cdot 1,112 = 141H.$$

Аналогічним чином для жерсті товщиною $\delta = 0,16$ мм не змінюючи довжину упору $l = 18$ мм визначимо значення критерію, воно складає $V_{0,16} = 6,33 \cdot 10^{-3}$. Тоді співвідношення критеріїв

$$x_{0,16} = \frac{V_{0,20}}{V_{0,16}} = \frac{7,92 \cdot 10^{-3}}{6,33 \cdot 10^{-3}} = 1,251.$$

Тоді величина вертикального зусилля $N_{0,16}$ при зменшенні товщини жерсті до 0,16 мм складе

$$N_{0,16} = N_{0,20} x_{0,16} = 127 \cdot 1,251 = 158H.$$

Існуючі на сьогодні варіанти кришки III-82 виготовляються в діапазоні товщини жерсті 0,16...0,20 мм. Тому маючи значення вертикального зусилля N для товщини 016 мм, 0,18 мм та 0,20 мм, будуємо графік залежності вертикального зусилля від товщини жерсті для затвору III-82, рис. 19.

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		44

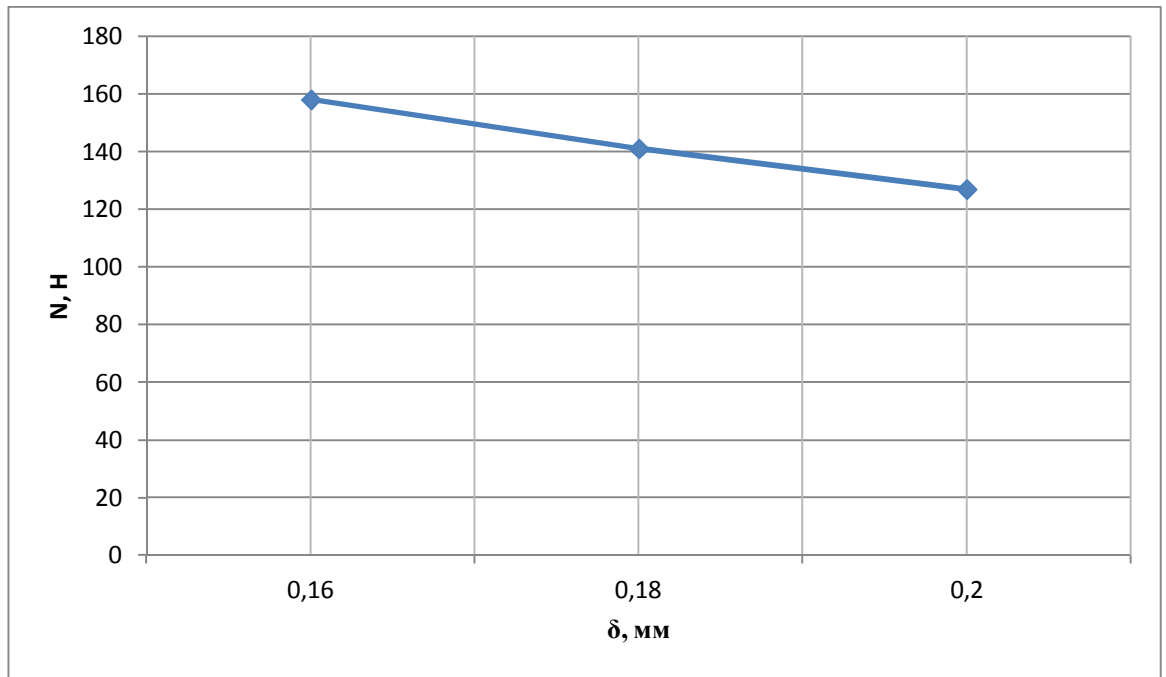


Рис. 19. Залежність вертикального зусилля механізму закупорювання від товщини жерсті для затвору III-82.

7. Налаштування зачеплювальних машин на потрібне зусилля механізму зачеплювання

Перевірка якості зачеплювання тари з використанням отриманих силових параметрів $N_{0,18}$ та $N_{0,16}$ здійснювалася у виробничих умовах на зачеплювальній машині.

Вертикальне зусилля механізму зачеплювання є сумою таких складових: сили ваги натискної плити, зусилля попереднього стискання регулюючих пружин та сил тертя в шарнірах механізму зачеплювання. Оскільки механізм зачеплювання розташований у паровій камері, а його гумові паси під час роботи машини весь час зрошуються водою, то на його поверхнях, у тому числі на поверхнях шарнірних з'єднань, утворюються тверді вапняні відкладення, які збільшують сили тертя, негативно впливаючи на процес зачеплювання. Тому величина сил тертя в шарнірах механізму зачеплювання дуже залежить від його своєчасного розбирання, миття та змащення.

Для визначення вертикального зусилля механізму зачеплювання було використано зразковий динамометр стиснення ДОСМ-3-0,05. Горловину банки з кришкою ПІ-82 імітували за допомогою імітаційного диску. Імітаційний диск 3, зображений на рис. 20, складається з диска 5, в центральній частині якого закручено гвинт 6. На циліндричний виступ 7, зі зворотної частини диска, встановлювалася легка допоміжна пружина 8 для його підтримки у потрібному положенні.

Поверхня диска, яка контактує з зачеплювальними пасами машини, є копією зовнішньої поверхні кришки ПІ-82. Верхній кінець гвинта 6 має шліц під викрутку, нижній кінець – має сферичну форму під лунку динамометра.

Підготовка апаратури та зачеплювальної машини мала таку послідовність дій.

1. Імітаційний диск встановлювали в лунку динамометра 4. За допомогою пружини диск утримувався у горизонтальному стані.

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		46

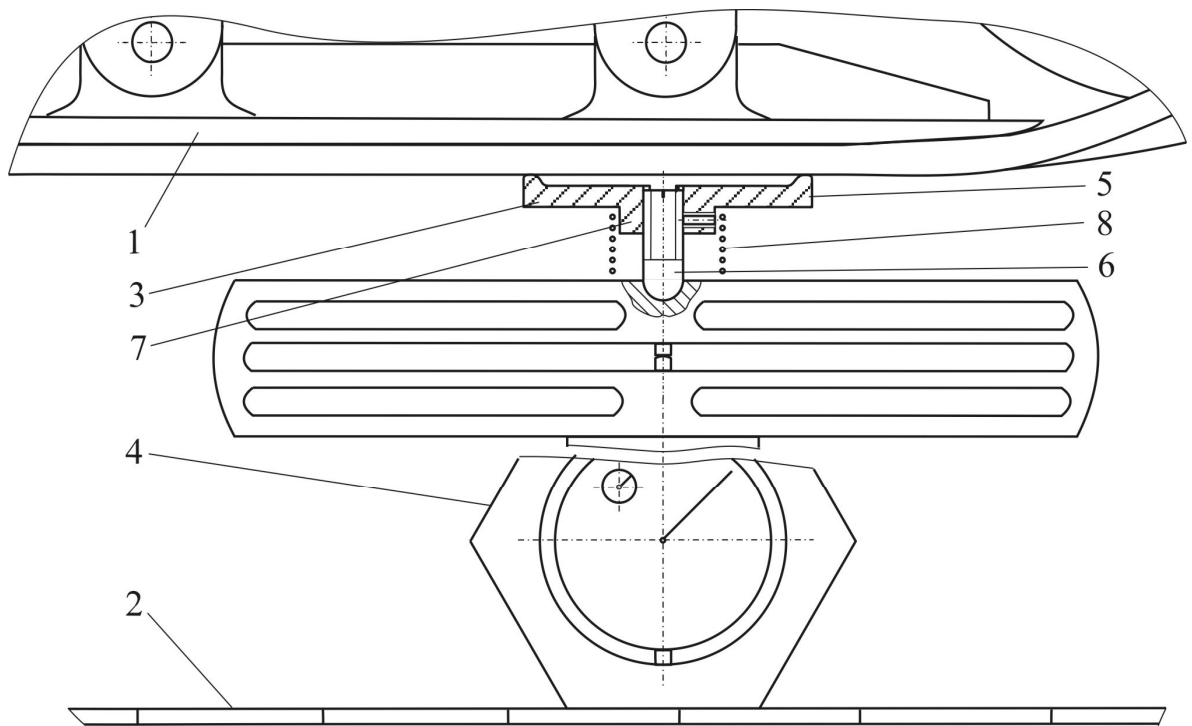


Рис. 20. Схема визначення вертикального зусилля механізму закупорювання.

2. За допомогою штангенрейсмаса, шляхом обертання гвинта 6, здійснювали точне регулювання висоти імітаційного диска з динамометром. Гвинт не повинен виступати над робочою площиною диска. Встановлювали індикатор динамометра в нульову відмітку.

3. Усі шарнірні вузли механізму закупорювання 1 розбирались, промивались і змащувались.

Визначення вертикального зусилля механізму закупорювання здійснювалося у такий спосіб.

1. Вмикаючи закупорювальну машину у поштовховому режимі заводили динамометр з імітаційним диском під другу пружину закупорювальної платформи (див. рис. 20).

2. Записували показники індикатора динамометра та виводили апаратуру з-під платформи.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

3. Для компенсації величини осідання пружини динамометра, шляхом обертання гвинта, збільшували висоту імітаційного диску на величину показників індикатора динамометра.

4. Знову у поштовховому режимі заводили апаратуру під закупорювальну платформу у попередню позицію. Записували показники індикатора та виводили апаратуру з-під платформи. Для компенсації відхилення площини окремих пластин пластинчастого конвеєра 2 від площини його робочої поверхні, при повторних вимірюваннях динамометр з пристроєм завжди ставили на одну й ту ж пластину, яку позначали заздалегідь.

5. Використовуючи силову характеристику динамометра переводили зафіксовані показники осідання пружини динамометра у силові показники вертикального зусилля механізму закупорювання.

Оскільки вертикальне зусилля механізму закупорювання є сумою сили ваги натискної плити, зусилля попереднього стискання регулюючих пружин та сил тертя в шарнірах механізму закупорювання, то перемінним параметром серед перелічених є зусилля попереднього стискання регулюючих пружин.

З робіт д.т.н. Ватренка О.В. відомо, що для затвора III-82 для кришок з жерсті товщиною 0,20 мм з довжиною нарізних упорів 18 мм воно складає $N^n=39$ Н. Тому для налагодження закупорювальної машини треба збільшувати саме цю величину попередньо визначивши сталу складову з усього вертикальне зусилля механізму закупорювання. Стала складова становитиме

$$N^{cm} = N_{0,20} - N^n = 127 - 39 = 88 \text{ Н.}$$

Визначаємо зусилля попереднього стискання регулюючих пружин для кришок товщиною 0,18 мм та 0,16 мм

$$N^n = N_{0,18} - N^{cm} = 141 - 88 = 53 \text{ Н;}$$

$$N^n = N_{0,16} - N^{cm} = 158 - 88 = 70 \text{ Н.}$$

					<i>КРМ.ПотаЕМ.1.749-03.1.3</i>	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		48

Після налагодження закупорювальної машини на вище визначені зусилля і закупорювання продукції у паро вакуумному режимі була перевірена якість закупорювання шляхом визначення ступеня безпеки закупорювання. Перевірка показала, що ступінь безпеки закупорювання знаходився в допустимих межах 3...7 мм.

					<i>КРМ.ПотаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		49

8. Охорона праці.

8.1 Основні заходи безпеки до закупорювальної машини пасового типу марки Ж7-УМТ-6.

Характерні небезпечні і шкідливі виробничі фактори.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів (НШВФ).

Табл.

Небезпечні і шкідливі фактори	Місце виникнення	Причина виникнення	Можливі травми та профзахворювання
1	2	3	4
Фізичні рухомі частини виробничого обладнання	Вали механізмів, ланцюгові передачі, черв'ячний редуктор	Відсутність захисних кожухів на клинопасових передачах, черв'ячній передачі	Травми кистей і рук, травми інших частин тіла
конструкції, що руйнуються	Вали механізмів.	Зношення механізмів, передач, відсутність мастила	Різні травми організму
Підвищений рівень шуму на робочому місці	Електродвигун, ланцюгові передачі, черв'ячний редуктор, хопер	Ослаблення паса передачі, вихід з ладу підшипників кочення на валах приводів, відсутність шумоізоляції хопера	Зниження слухової чутливості
Підвищений рівень вібрації	Електродвигун, редуктор	Ослаблення кріплення двигуна на рамі, зношення підшипників	Захворювання нервової системи
Підвищена напруга в електричному колі	Корпус електродвигуна і ланцюги напруги 380В і 220В, електричне освітлення	Торкання до струмоведучих частин електродвигуна і не струмоведучих частин машини, що потрапили під напругу	Електричний удар

Підвищена температура зовнішньої поверхні закупорювальної головки	Паропровід, система підготовки пари	Відсутність теплоізоляції на поверхні машини	Термічний опік
Недостатня освітленість робочої зони	Зона обслуговування машини	Відсутність необхідного числа світильників, забруднення скла вікон, старіння ламп	Погіршення зору, загальна втома

Небезпечні зони і засоби їх захисту.

Після визначення НШВФ, з урахуванням особливостей конструкції машини і роботи її елементів, виходячи із специфіки виробничого процесу, вибираємо методи і засоби захисту працюючих від дії цих факторів, методи контролю виконання безпеки, визначаємо документи, що регламентують вимоги безпеки.

Методи і засоби захисту працюючих від дії НШВФ/

До фізичних ГОСТ 12.2.008-74 * ССБТ ОВПФ відносяться:

1. Рухомі частини обладнання ГОСТ 12.4.011-75 ССБТ. Колективними засобами захисту від даного НШВФ є огорожа валів захисними кожухами, огороження ланцюгових і клинопасових передач. Індивідуальними засобами захисту є фартух і черевики. Для контролю проводиться щоденний огляд вузлів.

2. Конструкції, що руйнуються. ГОСТ 12.2.003-74 * ССБТ. Колективними засобами захисту від даного НШВФ є застосування для валів машини, редуктора відповідних якісних матеріалів (сталь, чавун) і засобів захисту, забезпечення вимог безпеки експлуатації, монтажу обладнання. Для контролю використовується пристрій автоматичного контролю.

3. Підвищений рівень шуму на робочому місці ГОСТ 123.002-75 ССБТ, ГОСТ 124.015-76 ССБТ. Колективними засобами захисту від даного НШВФ є монтаж електродвигуна і редуктора на самостійному шумоізолюваному фундаменті, зміцнення кожухів на фундаменті,

забезпечення своєчасного змащування редуктора і пар, що труться. Для вимірювання рівня шуму використовується шумометр ИШВ-1.

4. Підвищений рівень вібрації ГОСТ 121.012-90. Колективними засобами захисту від даного ОВПФ є усунення неврівноваженості мас робочих органів шляхом статичного та динамічного балансування. Забезпечення технологічних допусків при виготовленні і складанні усіх вузлів машини, надійне кріплення шківів і шестерень до валів. Контроль рівня вібрації здійснюється приладом ВІП-4.

5. Підвищене значення напруги в електричному ланцюзі, замикання якого може пройти через тіло людини ГОСТ 121.009-76 ГОСТ 134.011-75.

Колективними засобами захисту від даного ОВПФ є заземлення корпусу електродвигуна, корпусу металевого кабелю. Опір заземлюючого пристрою не повинен перевищувати 4 Ом. При проведенні ремонтних робіт необхідно відключення електродвигуна, застосування заходів, що перешкоджають помилковому поданню електроенергії, вивішування плакатів: «Не включати, працюють люди!».

Роботи виконувати за нарядом, який є письмовим розпорядженням на виробництво робіт. Огорожа устаткування, що ремонтується та забезпечення недоступності до струмоведучих частин. Індивідуальними засобами захисту є спеціальні діелектричні рукавички, гумовий килимок. Контроль здійснюється за допомогою індикаторів виявлення на корпусі електродвигуна напруги, переносного вольтметра.

6. Недостатня освітленість робочого місця СНиП 11-4-79. Колективними засобами захисту від даного НШВФ є забезпечення встановлених санітарними нормами значень к.п.о. і освітленості. Догляд за світловими прорізами і електроосвітлювальною апаратурою. Загальне електроосвітлення забезпечується світильниками з надійно закріпленими металевими сітками. Світильники розташовуються на висоті не менше 2.5м. Потужність ламп в світильниках не повинна перевищувати прийнятої для

					<i>КРМ.ПотвЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		52

даного приладу. Контроль здійснюється не рідше одного разу на рік люксометром марки Ю-116.

Колірна обробка закупорювальної машини марки Ж7-УМТ-6

Місця установки органів управління при обслуговуванні стоячи і сидячи відповідають основним вимогам ергономіки для забезпечення оптимальних умов праці.

Всі органи управління роботою машини зосереджені на стенді управління, який розташований на висоті 1,2 м від рівня підлоги і дозволяє оператору легко дотягуватися до будь-якого органу управління.

Основна колірна обробка машини дозволяє підвищити працездатність оператора без втрати концентрації і, не підвищуючи стомлюваність, що досягається поєднанням кольорової гама. Основні вузли машини виконані з нержавіючої сталі, що створює спокійний колірний тон і, крім того, відповідає санітарно-гігієнічним вимогам. Кнопки управління виконані з гладкого пластика червоного і зеленого кольорів, органи, що запобігають аварію - пофарбовані в червоний колір.

Вимоги пожежо- та вибухобезпеки.

Причинами займання при роботі машини можуть бути:

1. Іскри механічного походження;
2. Нагрівання підшипників в результаті перевантаження, зносу, несправності, попадання пилу, продукту, загоряння залишків мастила в підшипниках;
3. Непогашені недопалки та сірники;
4. Електричний струм.

За вибухо- і пожежонебезпекою цех, в якому встановлена закупорювальна машина, можна віднести до категорії Г. Основні конструктивні вузли машини виконані з вогнетривких та важкогорючих матеріалів.

Заходами пожежної безпеки є:

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		53

1. Відповідність режиму роботи машини технологічному регламенту;
2. Своєчасне і якісне змащення підшипників;
3. Теплоізоляція нагрітих поверхонь;
4. Дотримання правил безпеки при зупинці машини на ремонт і огляд;
5. Систематичний контроль співвісності валів з метою виключення ударів і тертя об огорожі і елементи корпусу;
6. Застосування систем автоматизації, блокування, засобів контролю.

У разі загоряння для гасіння машини застосовувати вуглекислотні вогнегасники ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8.

Засоби індивідуального захисту.

Засобами індивідуального захисту оператора від впливу НШВФ є його спецодяг, який повинен включати гумові туфлі або калоші для запобігання падінню на мокрій підлозі цеху, а також гумові килимки, призначені для тих же цілей. Також оператор повинен мати шовковий халат і трикотажні рукавиці. Необхідно стежити за тим, щоб рукава і вільні кінці спецодягу не були затягнуті робочими органами машини та елементами приводу, що обертаються або рухаються. Для захисту від теплового впливу пара оператор повинен бути забезпечений рукавичками.

8.2. Вимоги безпеки при експлуатації машини.

Інструкція з охорони праці для робітників, які обслуговують машину.

Загальні вимоги для робітників.

- До обслуговування машини допускаються особи обох статей не молодше 18 років, які вивчили будову та роботу машини, які пройшли інструктаж, котрі засвоїли безпечні прийоми роботи.
- Робітники, що обслуговують машину повинні суворо дотримуватися правила внутрішнього розпорядку підприємства.

- При обслуговуванні машини характерні наступні небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

1. Небезпечні: привід, електричний струм;

2. Шкідливі: шум, погане освітлення.

- Згідно з типовими галузевими нормами обслуговування машини повинно здійснюватися в халаті і в шапочці або косинці. Крім того, робітник повинен бути взутий в черевики або туфлі з непромокальних матеріалів і забезпечений фартухом.

- З метою безпеки ураження електричним струмом забороняється працювати при порушенні герметизації кнопок «Пуск» і «Стоп», з несправною освітлювальною апаратурою.

- Під час роботи забороняється витягувати застряглий або розбитий посуд голими руками. При псуванні скляного посуду необхідно зупинити машину, видалити розбитий посуд, змити водою залишки скла і продукту і знову включити машину в роботу. Якщо посуд наповнений, гарячим продуктом, то оператор повинен надягати захисні рукавички, щоб уникнути опіку рук. Під час санітарної обробки машини рекомендується біля пакетного вимикача повісити табличку "Не вмикати, йде чистка машини".

- Забороняється проводити регулювання роботи машини і окремих вузлів з не вимкненим живленням електродвигуна.

- Забороняється проводити пуск машини з погано закритими дверима і кожухами.

- Забороняється проводити будь-які регулювання на працюючій машині.

- При виявленні в виробничих приміщеннях ознак загоряння необхідно вимкнути машину і вжити заходів щодо усунення пожежі з використанням первинних засобів пожежогасіння.

- У випадку травмування потерпілий повинен повідомити змінному майстру і звернутися в медпункт, якщо потерпілий не в змозі цього зробити, то він зобов'язаний попросити очевидця надати йому допомогу.

- Робочий обслуговуючий машину повинен вміти надавати першу (долікарську) допомогу при нещасному випадку.

- Крім загальних правил техніки безпеки, що рекомендуються при роботі на промисловому обладнанні, при роботі на даній машині слід дотримуватись таких вимог:

1. Технічне обслуговування, налагоджувальні, ремонтні та інші роботи на машині робити тільки при відключеному пакетному вимикачі і закритому вентилі підведення пари. На рукоятку вимикача повісити табличку "Не вмикати, працюють люди!".

2. При ремонтно-налагоджувальних роботах з електроапаратурою пам'ятати, що при відключеному пакетному вимикачі вступні клеми в електрошафі знаходяться під напругою 380 В, 50 Гц.

- Робочий, який не виконує вимог даної інструкції несе відповідальність згідно внутрішнього розпорядку підприємства.

Дії в екстремальних ситуаціях.

- При попаданні машини в аварійні умови експлуатації або при екстреній евакуації обслуговуючого персоналу необхідно вимкнути пакетний вимикач на електрошафі, відключити машину від електромережі, перекрити системи подачі води і пари.

- Обслуговуючий персонал в екстремальних умовах повинен діяти відповідно до вимог інструкцій, положень та інших нормативних документів з охорони праці, технічної та пожежної безпеки, що діють на підприємстві.

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		56

ЛІТЕРАТУРА

1. Гавва, О.М. Пакувальне обладнання [Текст]. В 3 кн. Кн. 1. Обладнання для пакування продукції у споживчу тару / О.М. Гавва, А.П. Беспалько, А.І. Волчко. – К.: ІАЦ “Упаковка”, 2008. – 435с.
2. Ватренко, О.В. Герметизація скляної тари [Текст] / О.В. Ватренко, А.Ю. Шендеровский, О.К. Гладушняк // Упаковка. – 2003. – №3. – С. 28-29.
3. Ватренко, О.В. Етапи зміни навантажень в гвинтових затворах скляної тари [Текст] / О.В. Ватренко, А.Ю. Шендеровский // Наук. пр. / ОНАХТ. – О., 2004. – Вип. 27. – С. 189-192.
4. Крагельский, И.В. Коэффициенты трения [Текст]: справ. пособие / И.В. Крагельский, И.Э. Виноградова. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1955. – 188с.
5. Ватренко, О.В. Методики визначення коефіцієнтів тертя при закупорюванні скляної тари гвинтовим способом [Текст]. – О.В. Ватренко, А.Ю. Шендеровский, О.К. Гладушняк // Наук. пр. / ОНАХТ. – О., 2003. – Вип. 26. – С. 237-242.
6. Ватренко, О.В. Силові параметри процесу закупорювання скляної тари типу III [Текст] / О.В. Ватренко // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – №6. – С. 40-43.
7. Ватренко, О.В. Коефіцієнти тертя при закупорюванні скляної тари гвинтовим способом [Текст] / О.В. Ватренко, А.Ю. Шендеровський // Упаковка. – 2006. – №5. – С. 38-40.
8. Руководство по обработке крышек Твист-офф [Текст]: [пер. с нем.] / Silgan White Cap. – Hannover, 2006. – 42с.
9. Законодавство України про охорону праці (збірник нормативних документів): У 4 т. – К.: Основа, 1995.

					КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

10. ДСТУ EN 1672-1-2001 Обладнання для харчової промисловості. Вимоги щодо безпеки і гігієни. Основні положення. Частина 1. Вимоги щодо безпеки.

11. ДСТУ EN 1672-2-2001 Обладнання для харчової промисловості. Вимоги щодо безпеки і гігієни. Основні положення. Частина 2. Вимоги щодо гігієни.

12. ГОСТ 12.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

13. ДСТУ EN 894-1-2001 Безпечість машин. Ергономічні вимоги до проектування індикаторів та органів керування. Частина 1. Загальні принципи взаємодії людини з індикаторами та органами керування.

					<i>КРМ.ПОтаЕМ.1.749-03.1.3</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		58