

Хмельницький національний університет
Факультет Інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра галузевого машинобудування та агроінженерії

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Магістр

Рівень вищої освіти

Модернізація лінії з виробництва пасти томатної

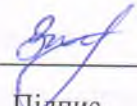
Назва теми

Галузь знань – 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність – 133 «Галузеве машинобудування»

Освітньо-професійна програма «Машини і апарати харчових виробництв»

Шифр ДП МАХВМ 25.08.00.00

Виконав студент 2 курсу, група МАХВМ-24-1,  Закалата
Підпис Прізвище

Нормоконтролер

Керівник від кафедри

Курской В.С., доц., к.т.н.

Прізвище, ініціали, посада, науковий ступінь




Підпис

Лук'янюк М. В., доц., к.т.н.

Прізвище, ініціали, посада, науковий ступінь



Підпис

До захисту допускаю: зав. кафедрою  Мартинюк А.В.

Підпис

Прізвище

Хмельницький 2025

Хмельницький національний університет
Факультет Інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра галузевого машинобудування та агроінженерії

Рівень вищої освіти – *магістр*

Галузь знань – *13 «Механічна інженерія»*

Спеціальність – *133 «Галузеве машинобудування»*

Освітня програма – *«Машини і апарати харчових виробництв»*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

_____ 2025

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ**

Закалата Андрій Миколайович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1 Тема проєкту Модернізація лінії з виробництва пасти томатної

Керівник проєкту Курской Володимир Сергійович, к.т.н.

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від _____ 2025 р. № _____

2 Термін подання студентом проєкту (роботи) на кафедру _____

3 Вихідні дані до проєкту (роботи) _____

4 Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) _____

5 Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень) _____

6 Консультанти розділів дипломного проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7 Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапу (розділу) дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапу проекту (роботи)	Примітка
1		
2		
3		
...		

Студент _____

Підпис

А. М. Закалата

Ініціали, прізвище

Керівник проекту (роботи) _____ В.С. Курской

Підпис

Ініціали, прізвище

томатної пасти з метою підвищення її технологічної гнучкості, ефективності та відповідності сучасним вимогам харчової промисловості. У технологічній частині роботи проаналізовано загальну технологію виробництва томатної пасти та детально розглянуто основні етапи переробки томатної сировини. Показано, що стабільність якості готового продукту значною мірою залежить від узгодженої роботи обладнання на всіх стадіях технологічного процесу, зокрема на етапі фасування та закупорювання, який є завершальним і критично важливим для забезпечення герметичності та тривалого зберігання продукції. У конструкторській частині розроблено технічне рішення з модернізації закатувальної головки фасувально-закупорювальної машини Ж7-КНЗ, яке забезпечує можливість роботи як з кришками під закатку, так і з кришками під закрутку. Виконані конструктивні розрахунки підтвердили працездатність, міцність і надійність модернізованого вузла, а також його відповідність умовам експлуатації в складі технологічної лінії з виробництва томатної пасти. У розділу, присвяченому охороні праці, проаналізовано умови праці персоналу та основні виробничі чинники, характерні для роботи з технологічним обладнанням лінії. Розглянуто також аспекти екологічної безпеки виробництва томатної пасти.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1.ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	7
1.1 Загальна технологія виробництва томатної пасти.....	7
1.2 Характеристика основної сировини та допоміжних матеріалів	9
1.3 Характеристика готового продукту та умов зберігання.....	11
2.КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	13
2.1 Будова фасувального агрегату.....	13
3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА	
3.1 Розрахунок параметрів привода	
3.2 Розрахунок відкритої плоскопасової передачі.....	
3.3 Розрахунок черв'ячної передачі	23
3.4 Розрахунок циліндричної передачі	
3.5 Розрахунок механізму закатувальної головки	
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА	64
4.1 Охорона праці при роботі з основним технологічним обладнанням лінії з виробництва томатної пасти.....	65
ВИСНОВОК.....	69
ДОДАТКИ.....	71

ВСТУП

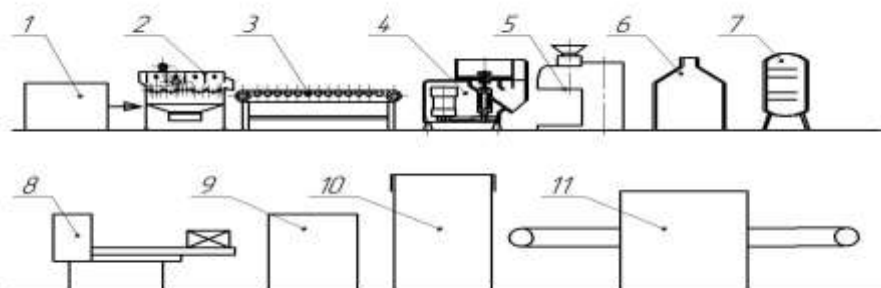
Сучасний розвиток харчової промисловості вирізняється підвищеними вимогами до якості продукції, оптимізації виробничих процесів та максимальної автоматизації технологічних ліній. Одним із перспективних напрямків у переробці рослинної сировини є виробництво томатної пасти, яка широко використовується як самостійний продукт і як складова для приготування соусів, кетчупів та інших продуктів харчування. Це виробництво дає змогу ефективно використовувати сезонну сировину, мінімізуючи втрати врожаю, а також забезпечувати стабільне постачання готового продукту протягом року. Технологія виготовлення томатної пасти є багатоетапною, включаючи механічну, теплову та санітарно-гігієнічну обробку сировини. Якість кінцевого продукту значною мірою залежить від злагодженості роботи обладнання на всіх етапах виробництва, особливо під час фасування та закупорювання, адже ці стадії визначають безпеку продукції, її тривалий термін зберігання та відповідність технічним вимогам. Вдосконалення систем фасування та закупорювання є важливим завданням для підприємств, які спеціалізуються на виробництві томатної пасти. У рамках дипломної роботи проаналізовано технологічну лінію виробництва томатної пасти, з акцентом на її завершальний етап за рахунок модернізації фасувально-закупорювальної машини Ж7-КНЗ. Ця машина була обрана завдяки її широкому застосуванню в консервній промисловості, простій конструкції та можливостям адаптації до потреб сучасного ринку без необхідності повної заміни обладнання. Однак базова модель машини має певні недоліки, зокрема обмежений асортимент тари, якою можна користуватися, що стримує гнучкість виробничого процесу та знижує конкурентоспроможність продукції. У технологічному розділі дипломної роботи детально описано етапи переробки томатної сировини — від її підготовки до фінального фасування і закупорювання готової продукції.

Особливу увагу приділено гарячому фасуванню та характеристикам обладнання, що працює з концентрованим продуктом підвищеної температури. З аналізу загального процесу зроблено висновки щодо вибору обладнання та напрямів його модернізації. Конструкторський розділ присвячено розробці технічного рішення для вдосконалення фасувально-закупорювальної машини Ж7-КНЗ шляхом модифікації конструкції закатувального вузла. Основна мета запропонованої модернізації — розширення функціональних можливостей машини, щоб вона могла працювати як із кришками для закатки, так і зі складами, призначеними для закрутки. Проведені конструктивні розрахунки підтверджують міцність, надійність та працездатність оновленого вузла, а також його придатність для інтеграції у виробничий процес. Окремий розділ роботи охоплює питання охорони праці, що є невід’ємною складовою проектування та експлуатації технологічного обладнання харчової галузі. Аналіз умов праці на лінії виробництва томатної пасти дозволив визначити ключові фактори безпеки та розробити заходи для зниження ризиків під час роботи з обладнанням. Особливу увагу приділено безпечній експлуатації модернізованої фасувально-закупорювальної машини враховуючи зміни в її конструкції. Крім питань охорони праці, у дипломній роботі розглянуто аспекти екологічної відповідальності виробництва томатної пасти. Увага спрямована на проблеми формування рослинних відходів, раціонального використання водних і енергетичних ресурсів та поводження зі стічними водами.

1.ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

1.1 Загальна технологія виробництва томатної пасти

Томатна паста є продуктом високої концентрації, який отримують у результаті ретельної переробки свіжих томатів. Цей процес включає механічну обробку та теплову дію на сировину, а також подальше уварювання до рівня, що забезпечує необхідний вміст сухих речовин у готовому продукті. Основною метою технологічного процесу виробництва томатної пасти є максимальне збереження поживної цінності вихідної сировини, створення умов для мікробіологічної безпеки продукту, а також отримання однорідної помади з консистенцією, яка відповідає стандартам тривалого зберігання. Процес починається з ретельного приймання та первісної підготовки сировини. Свіжозібрані томати доставляють на підприємство, де вони піддаються ретельному контролю якості. Особлива увага приділяється перевірці рівня стиглості плодів, їх цілісності та відсутності помітних ознак пошкодження чи псування. Усі ці параметри забезпечують найкращу основу для виробництва кінцевого продукту високої якості.



1 - бункер; 2 - машина мийна; 3 - інспекційний транспортер з ополіскувачем; 4 - полрібнювач; 5 - машина протиральна; 6 - установка вакуум-випарна; 7 - ємність буферна; 8 - дозатор; 9 - автоклав; 10 - стерилізатор, вузол охолодження і маркування

Рисунок 1.1 – Машинно-апаратурна схема виробництва пасти томатної

Після приймання свіжих томатів на виробництво вони направляються на етап, що передбачає ретельне миття. У процесі очищення з поверхні плодів видаляються механічні домішки, залишки ґрунту та небажана мікрофлора. Цей етап має важливе значення, адже якісно виконане миття безпосередньо впливає на санітарний стан всього виробничого циклу та забезпечує подальшу стабільність готової продукції. У міру завершення етапу миття помідори потрапляють на наступну технологічну стадію – подрібнення. На цьому етапі відбувається руйнування клітинної структури плодів, що істотно полегшує подальший процес отримання м'якоті й соку. Після подрібнення утворюється маса, яку зазвичай характеризує неоднорідність, оскільки вона складається зі шматочків шкірки, насіння та залишків м'якоті. Для досягнення однорідної консистенції, яка є базою для виготовлення томатної пасти, подрібнена маса піддається протиранню. Протирання дозволяє механічно відокремити шкірку й насіння від м'якоті, в результаті чого утворюється рівномірна та в'язка томатна пульпа – напівфабрикат, який потім спрямовують на стадію уварювання. Подальше концентрування проводиться за допомогою теплової обробки пульпи. Протягом цього процесу з продукту випаровується надлишкова волога, що сприяє підвищенню масової частки сухих речовин у складі пасти. Окрім того, тепла дія дозволяє інактивувати ферменти й частково знищити мікроорганізми, що позитивно впливає на мікробіологічну стабільність майбутнього продукту. Контроль параметрів температури та тривалості уварювання є найважливішим фактором для досягнення потрібної густини пасти, при цьому зберігаючи її органолептичні характеристики – природний смак, аромат та колір. Після досягнення необхідної концентрації продукт переходить на стадію підготовки до фасування. Тут пасту нагрівають до такої температури, яка забезпечує проведення ефективного гарячого фасування. Підігрів виконує кілька завдань: він знижує в'язкість продукту для полегшення його дозування в тару та додатково підвищує рівень мікробіологічної безпеки кінцевої продукції. Фасування виконується у

стерильну скляну тару, після чого тара герметично закупорюється. Цей процес є одним із найвідповідальніших у всій виробничій схемі, оскільки саме від якісного виконання фасувально-закупорювальних операцій залежить збереження продукції та тривалість її зберігання. Після фасування й закупорювання банки негайно піддаються завершальній тепловій обробці у вигляді стерилізації. Цей важливий етап виробництва передбачає остаточне знезараження пасти за рахунок повного нейтралізування залишкової мікрофлори. Стерилізація створює сприятливі умови для тривалого зберігання томатної пасти навіть без використання хімічних консервантів. Завершивши стерилізацію, банки послідовно охолоджуються для запобігання перегріванню продукту і збереження його споживчих якостей. Фінальний етап виробничого процесу складається з контролю якості готової продукції, нанесення маркування та підготовки до подальшого транспортування або зберігання. Готова томатна паста має повністю відповідати всім чинним вимогам нормативної документації, демонструвати однорідну консистенцію, характерний природний колір і звичні смакові властивості, гарант.

1.2 Характеристика основної сировини та допоміжних матеріалів

Для виробництва томатної пасти ключовим інгредієнтом слугують свіжі помідори, які безпосередньо впливають на її харчову цінність, органолептичні характеристики та довговічність під час зберігання. Якість вихідної сировини є вирішальним чинником, що визначає ефективність технологічного процесу: від тривалості уварювання до рівня виходу готової продукції. Для досягнення оптимальних результатів у виробництві використовуються лише повністю дозрілі плоди, що мають насичений колір, щільну та добре структуровану м'якоть, разом із високим вмістом сухих речовин. Якщо помідори недостатньо достигли або зазнали механічних ушкоджень, це може стати причиною зниження концентрації сухих речовин у пульпі, а також погіршення смаку й текстури готової томатної пасти. Хімічний склад помідорів є ще одним важливим параметром, адже саме

співвідношення вологи, сухих речовин, кислотність та вміст природних цукрів визначають інтенсивність уварювання та енергетичні витрати на створення концентрованого продукту. Наприклад, сировина, що характеризується високим вмістом сухих речовин, сприяє скороченню часу термічної обробки. Це своєю чергою мінімізує вплив високих температур, сприяючи кращому збереженню харчової цінності кінцевого продукту. Немаловажним фактором залишається мікробіологічна якість отриманих томатів. За умов високої мікробіологічної контамінації значно ускладнюється підтримка стабільності продукту. Це вимагає більш суворих режимів термічної обробки, що може негативно вплинути на окремі характеристики пасти. Тому дуже важливо доставляти сировину для подальшої переробки якомога швидше після збору врожаю. Усі етапи транспортування та зберігання сировини повинні відповідати суворим санітарно-гігієнічним нормам. Допоміжні матеріали відіграють вагомую роль під час виробництва томатної пасти, забезпечуючи злагодженість технологічного циклу і сприяючи досягненню необхідних споживчих якостей кінцевого продукту. Вода є невід'ємним компонентом всього процесу: її використовують для миття помідорів, очищення обладнання та підготовки пакувальних матеріалів. Водночас якість води повинна відповідати стандартам питної води, адже вона перебуває в безпосередньому контакті як із сировиною, так і з обладнанням. Забруднення води або її невідповідність стандартам може негативно вплинути на санітарний стан виробництва і стійкість готового продукту під час зберігання. Скляна тара є незамінним допоміжним матеріалом у виробництві і слугує надійним захистом томатної пасти від зовнішніх впливів. Вона забезпечує безпечне зберігання завдяки своїй достатній механічній міцності та стійкості до високих температур, які виникають під час гарячого фасування та процесу стерилізації. При цьому геометричні характеристики банок повинні бути ретельно адаптовані для повної сумісності з сучасним фасувально-закупорювальним обладнанням, що гарантує їх надійну фіксацію та герметизацію. Кришки для банок є ще одним

важливим елементом допоміжних матеріалів. Їх якість безпосередньо впливає на герметичність упаковки і тривалість збереження харчових властивостей продукції. Матеріал кришок повинен бути стійким до впливу кислого середовища томатної пасты і водночас зберігати свою механічну цілісність навіть під дією високих температур протягом.

1.3 Характеристика готового продукту та умов зберігання

Кінцевим результатом виробничого процесу на технологічній лінії є високоякісна томатна паста, яка виготовляється шляхом концентрування томатної м'якоти. Цей процес передбачає ретельну термічну обробку, після чого продукт проходить стадію гарячого фасування та герметичного закриття у скляні ємності, що забезпечує тривале зберігання. Якість отриманого продукту визначається цілим рядом характеристик, які включають фізико-хімічні, органолептичні та мікробіологічні показники. Такі показники формуються поступово, проходячи через усі етапи виробництва — від підготовки сировини до збереження кінцевої продукції в оптимальних умовах. Томатна паста повинна вирізнятися однорідною текстурою, яка зберігає рівномірну густоту, не маючи ознак розшарування чи наявності сторонніх включень. Один із ключових параметрів якості — це природний колір продукту, що повинен демонструвати насичений відтінок червоного або червоно-оранжевого кольору, характерний для стиглих плодів томата. Неприпустимим є потемніння чи побуріння, адже це може свідчити про порушення режимів термічної обробки. Органолептичні якості, такі як смак і аромат, також мають бути властивими томатній пасті, без жодних сторонніх запахів або присмаків. Це є підтвердженням дотримання суворих санітарних норм і гігієнічних стандартів під час виробництва. Фізико-хімічні характеристики, як-от рівень сухих речовин і показник кислотності продукту, відіграють важливу роль не лише у визначенні його харчової цінності, а й у забезпеченні стійкості під час зберігання. Високий вміст сухих речовин сприяє зниженню ризику розвитку мікроорганізмів. У поєднанні з

герметичною упаковкою і стерилізацією це дозволяє утримувати продукт без необхідності додавання хімічних консервантів, що позитивно впливає на його натуральність та екологічність. Перевага скляної упаковки для томатної пасти полягає у її здатності надійно захищати продукт від шкідливих зовнішніх факторів, зберігаючи його органолептичні властивості і дозволяючи покупцям візуально оцінювати якість продукції ще до відкриття тари. Висока якість герметичного закупорювання кришок — один із ключових моментів, оскільки саме це гарантує довготривалий термін зберігання. Ефективна робота обладнання для фасування та закупорювання має вирішальне значення для збереження всіх характеристик продукту впродовж його реалізації на ринку. Для забезпечення оптимальних умов зберігання готової продукції необхідно уникати негативного впливу навколишнього середовища. Зберігання томатної пасти здійснюється у приміщеннях із низьким рівнем вологості та хорошою вентиляцією. Надзвичайно важливо захистити тару від прямого потрапляння сонячного проміння та забезпечити стабільність температурного режиму, уникаючи різких перепадів температури. Подібні турботи дозволяють попередити пошкодження герметичності скляних банок і зміну консистенції продукту. Крім того, надмірна вологість може сприяти корозії металевих елементів кришок, що негативно впливає на товарний вигляд продукції. Тому забезпечення відповідних умов зберігання є обов'язковою складовою для підтримання відмінної якості та привабливого зовнішнього вигляду томатної пасти.

2.КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

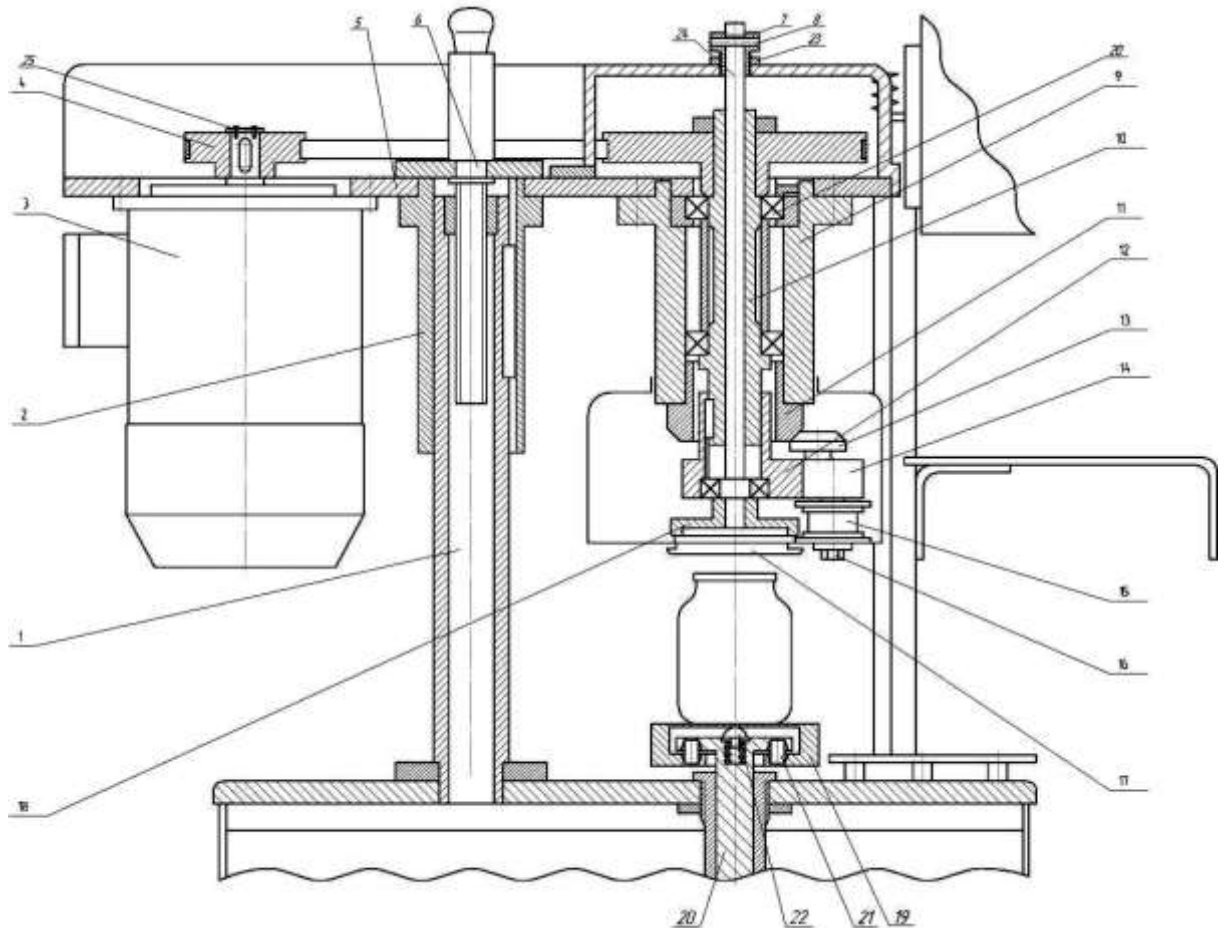
2.1 Будова фасувального агрегату

Упаковка та герметизація агрегату Ж7-КНЗ (надалі – агрегат) слугує для наповнення скляного посуду пюре або рідкими продуктами харчування та їх герметичного закриття металевими кришками. Агрегат розрахований на використання в консервних підприємствах із низькою виробничою потужністю. Конструкція агрегату включає такі основні вузли: 1. Основна база із приводним механізмом. 2. Головка зважування або наповнення. 3. Головка для герметичного ущільнення. 4. Механізм подачі металевих кришок. 5. Комплект електрообладнання.

Головка закупорювальна

Одним з ключових елементів є ущільнювальна головка, призначена для герметизації консервних банок. Конструкція головки включає корпус 9, всередині якого за допомогою підшипників обертається шпindel 10. На вихідному кінці шпинделя розташований корпус голови, що оснащений трьома пластинами 12. У пластинах є отвори, які фіксуються на нерухомій осі, що слугує центром обертання важеля 14. До кожного з цих важелів кріпляться валики 15 і хомути 13, які можуть вільно обертатися навколо своєї осі. Коли банка з попередньо накладеною кришкою підіймається, централізатор 17 утримує її у фіксованому положенні, а картридж 18 притискає кришку до горловини банки. В процесі стиснення рухомий валик зміщується до центру нерухомого конусу 11, забезпечуючи точність операції. Обертання шпинделя головки здійснюється за допомогою приводу, що працює від двигуна 3 та ремінної передачі 4. Завдяки цьому валик 15 одночасно обертається та поступово наближається до центра банки, забезпечуючи рівномірне намотування кришки. Корпус ущільнювальної головки 9

разом із двигуном 3 кріпиться до пластини, яка з'єднується з регулювальним гвинтом 6. Гвинт входить у різьбову гайку, закріплену на колоні корпусу 2. Ступінь притискання кришки регулюється за допомогою гвинта 7 і фіксуючого механізму 19, що дозволяє точно налаштувати процес у відповідності до вимог.

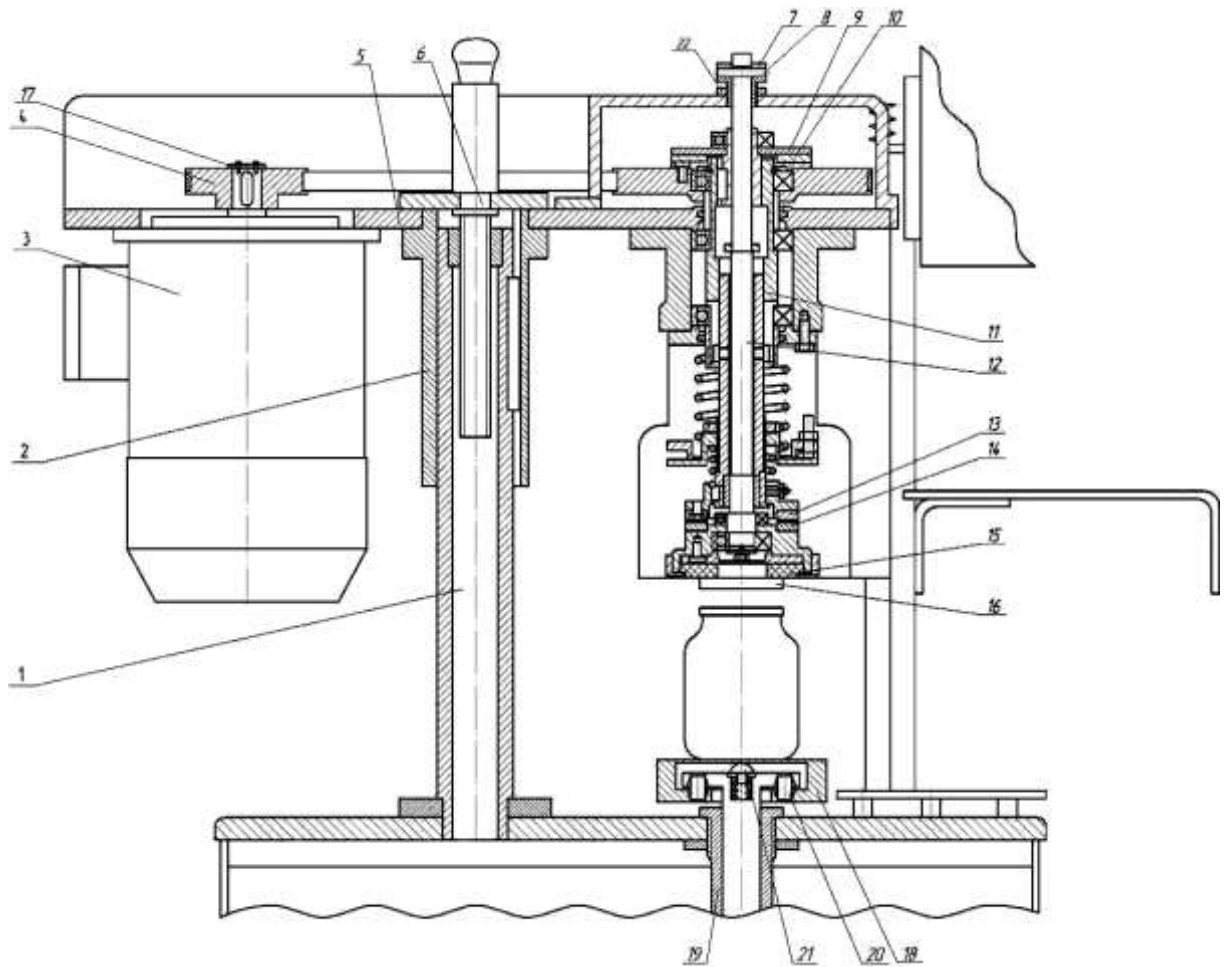


- 1 – колона, 2 – корпус, 3 – електродвигун, 4 – плоскопасова передача,
 5 – пластина, 6 – регулюючий гвинт, 7 – гвинт, 8 – штифт, 9 – корпус,
 10 – обертовий шпиндель, 11 – нерухомий конус, 12 – корпус головки,
 13 – нажимний ролик, 14 – важелі, 15 – зачупорювальний ролик,
 16 – ексцентрикова вісь, 17 – центратор, 18 – патрон прижимного ролика,
 19 – тарілка, 20 – шток, 21 – центруючі пальці, 22 – підпружинений упор,
 23 – контргайка, 24 - шток

Рисунок 2.1 – Зачупорювальна головка

Гвинт 7 здійснює вплив на шпильку 8, яка виступає обмежувачем у положенні над стрижнем 20, визначаючи відносне розташування між напірним валиком 13 і конусом 11. Рівномірне стискання кришки трьома валиками досягається шляхом обертання ексцентричного вала 16. Зміна положення головки закручування на інший банк здійснюється шляхом її підняття й опускання через регулювальний гвинт 6. Підйом банки до робочого органу відбувається завдяки модернізованому столу, який складається з пластини 19, закріпленої на центральному стрижні 20 за допомогою пальців 21, розташованих у поглибленнях. Стрижень оснащений пружинним стопором 22, що створює взаємодію з внутрішньою поверхнею пластини. Пластина має циліндричний отвір, який дозволяє радіальне переміщення відносно стрижня. Модернізація пристрою спрямована на збільшення асортименту продукції та підвищення можливостей закривання банок. Основною зміною стало оснащення пристрою змінною головкою для закручування кришок. За допомогою перемикача пласкої стрічки 4 забезпечується обертальний рух напрямної 11 шпинделя 12. Коли піднімається стіл, банка з кришкою 16 утримується гумовим диском 15, закріпленим на шпинделі 12, при цьому фрикційні диски 13 і 14 вступають у контакт. Передача обертання від напрямної 11 до шпинделя 12 запускає обертання гумового диска 15, який починає закручувати кришку 16 на заповненій банці. При додатковому підйомі столу й банки фрикційний диск 9 підіймається, виходить із зачеплення з диском 10, обертання напрямної 11 припиняється, шпиндель 12 і гумовий диск 15 зупиняються, а кришка 16 кондиційно встановлюється на повну банку. Таким чином, перший етап закручування завершується. Під час опускання столу фрикційний диск 9 знову вступає у фіксацію з диском 10, обертання напрямної 11 і шпинделя 12 з гумовим диском 15 поновлюється, завершуючи повне вкручування кришки 16. У цьому процесі фрикційні диски 13 і 14

забезпечують остаточну фіксацію, а шпindel із гумовим диском заблоковується після завершення операції.



1 – колона, 2 – корпус, 3 – електродвигун, 4 – плоскопасова передача,

5 – пластина, 6 – регулюючий гвинт, 7 – гвинт, 8 – штифт, 9 – фрикційний диск, 10 – диск, 11 – напрямна, 12 – шпindel, 13, 14 – фрикційні диски,

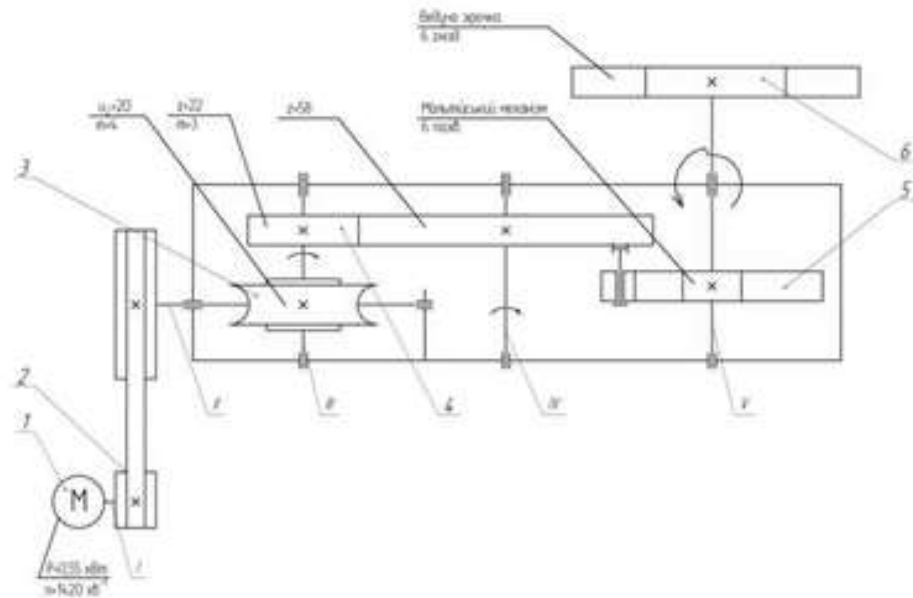
15 – гумовий диск, 16 – кришка, 17 – кришка, 18 – тарілка, 19 – шток,

20 – центруючі пальці, 21 – підпружинений упор, 22 - контргайка

Рисунок 2.2 – Закупорювальна головка, що працює на закручування

3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА

3.1 Розрахунок параметрів привода



I, II, III, IV, V – вали, 1 – електродвигун, 2 – відкрита плоскопасова передача, 3 – черв'ячна передача, 4 – циліндрична передача, 5 – мальтійський механізм, 6 – ведуча зірочка

Рисунок 3.1 – Кінематична схема редуктора

Розрахунок передаточних чисел приводу

- плоскопасової передачі:

$$u_1 = \frac{d_2}{d_1},$$

де d_1 - діаметр ведучого шківa;

d_2 - діаметр веденого шківa.

$$u_1 = \frac{200}{120} = 1,7.$$

- черв'ячної пари:

$$u_2 = 20.$$

- зубчастої передачі:

$$u_3 = \frac{z_4}{z_3},$$

де z_3 - кількість зубці шестірні;

z_4 - кількість зубців колеса.

$$u_3 = \frac{60}{20} = 3.$$

Визначення обертаючих моментів, що передаються валами привода

Частота обертання швидкохідного вала плоскопасової передачі дорівнює частоті двигуна:

$$n_f = n_e = 1420 \text{ хв}^{-1}.$$

Частота обертання тихохідного вала плоскопасової передачі:

$$n_{II} = \frac{n_f}{u_1} = \frac{1420}{1,7} = 835,3 \text{ хв}^{-1}.$$

Частота обертання швидкохідного вала зубчастої передачі:

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_2} = \frac{835,3}{20} = 41,8.$$

Частота обертання тихохідного вала зубчастої передачі:

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_3} = \frac{41,8}{2,6} = 16,1.$$

Потужність на валах

$$P_I = P_{ед},$$

де $P_{ед}$ - потужність двигуна.

$$P_I = 0,55 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{пл.п.} \cdot \eta_n,$$

де $\eta_{пл.п.}$ - ККД плоскопасової передачі;

η_n - ККД однієї пари підшипників;

$$P_{II} = 0,55 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,52 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{ч.п.} \cdot \eta_n,$$

де $\eta_{ч.п.}$ - ККД черв'ячної передачі;

$$P_{III} = 0,52 \cdot 0,85 \cdot 0,99 = 0,44 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_n,$$

де $\eta_{з.п.}$ - ККД зубчастої передачі;

$$P_{IV} = 0,44 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,42 \text{ кВт.}$$

Крутні моменти на валах

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{0,55}{1420} = 3,7 \text{ Нм};$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{0,52}{835,3} = 5,94 \text{ Нм};$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{0,44}{41,8} = 100,5 \text{ Нм};$$

$$T_4 = 9550 \frac{P_4}{n_4} = 9550 \frac{0,42}{16,1} = 249,1 \text{ Нм.}$$

3.2 Розрахунок відкритої плоскопасової передачі

Визначаємо швидкість паса

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 120 \cdot 1420}{60 \cdot 1000} = 8,9 \text{ м/с.}$$

Тип паса

Вибрано бавовняний суцільнотканний пас для якого $[v]=20 \text{ м/с}$ [1,табл.8.1, с.185].

Міжосьова відстань

$$a = a_{\min} = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (120 + 200) = 640 \text{ мм.}$$

Довжина паса

$$l = \pi \cdot d_{\text{ср}} + a \cdot \left[2 + \left(\frac{\Delta}{a} \right)^2 \right],$$

де $d_{\text{ср}}$ - середнє арифметичне діаметрів плоскопасової передачі:

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{120 + 200}{2} = 160 \text{ мм};$$

Δ - половина різниці діаметрів плоскопасової передачі:

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{200 - 120}{2} = 40 \text{ мм}.$$

$$l = 3,14 \cdot 160 + 640 \cdot \left[2 + \left(\frac{40}{640} \right)^2 \right] = 1785 \text{ мм}.$$

Кут охоплення ведучого шківa

$$\alpha = 180^\circ - \frac{2 \cdot \Delta}{a} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{2 \cdot 40}{640} \cdot 57^\circ = 173^\circ > \alpha_{\text{мін}} = 150^\circ$$

Товщина паса

З рекомендованого відношення $\frac{d_1}{\delta} = 25$ (для бавовняних пасів).

Отримано

$$\delta = \frac{d_1}{25} = \frac{120}{25} = 4,8 \text{ мм}.$$

Згідно [1, табл. 8.4, с.189] прийнято стандартне значення товщини паса $\delta = 4,5 \text{ мм}$.

Навантаження паса.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 9550 \cdot P_t}{d_1 \cdot n_c} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 9550 \cdot 0,55}{120 \cdot 1420} = 61,6 \text{ Н.}$$

Визначаємо допустиме корисне напруження

$$[K_\sigma] = a - \omega \cdot \frac{\delta}{d_1},$$

де ω, a - величини, які залежать від виду паса.

Задавшись $\sigma_\sigma = 1,8 \text{ МПа}$ [1, с.166], вибрано $a = 2,1 \text{ МПа}$, $\omega = 15 \text{ МПа}$ [1, табл. 8.8, с.191].

$$[K_\sigma] = 2,1 - 15 \cdot \frac{4,5}{120} = 1,54 \text{ МПа.}$$

Ширина паса

$$b \geq \frac{F_t}{\delta \cdot [K_\sigma] \cdot K_\gamma \cdot K_\alpha \cdot K_\nu \cdot K_p},$$

де K_γ - коефіцієнт, який залежить від способу натягування паса і положення

пасової передачі [1, табл.8.9, с.191], $K_\gamma = 1$;

K_α - коефіцієнт, який враховує кут обхвату [1, т 8.10, ст.192], $K_\alpha = 0,98$;

$K_\nu = 1,025$, при $v = 8,9 \text{ м/с}$, [1, табл. 8.11, с.192];

K_p - коефіцієнт режиму роботи і динамічності навантаження [1, табл. 8.12, с.197], $K_p = 1$

$$b \geq \frac{61,6}{4,5 \cdot 1,54 \cdot 10,98 \cdot 1,025 \cdot 1} = 8,8 \text{ мм.}$$

Прийнято $b = 30$ мм [1, табл. 8.2, с.187].

Уточнене значення площі поперечного перерізу паса:

$$A = \delta \cdot b = 4,5 \cdot 30 = 135 \text{ мм}^2.$$

Сила тиску

$$F_b = 2 \cdot \sigma_a \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha^\circ}{2} = 2 \cdot 1,8 \cdot 135 \cdot \sin \frac{173^\circ}{2} = 485,1 \text{ Н.}$$

$$F_{b_{\max}} = F_b \cdot 1,5 = 485,1 \cdot 1,5 = 727,7 \text{ Н.}$$

Частота пробігів паса

$$v = \frac{10^3 \cdot v}{l} = \frac{10^3 \cdot 8,9}{1789} = 4,9 \text{ с}^{-1} < v_{\max} = 5 \text{ с}^{-1}.$$

Ширина обода шківів і стрілка випуклості обода [1, табл. 8.13, с.193]

$B = 40$ мм, для ширини паса $b = 30$ мм.

Стрілка випуклості обода $y = 1$ мм.

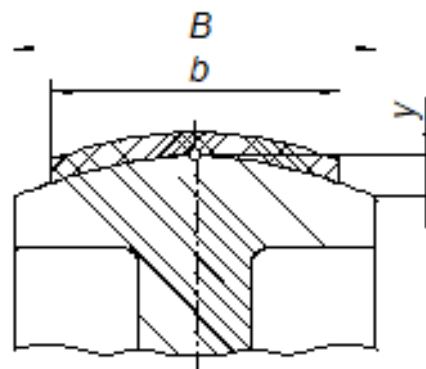


Рисунок 3.2 – Параметри шківів

3.3 Розрахунок черв'ячної передачі

Вибір матеріалу черв'ячної передачі

Вибрано матеріал вінця черв'ячного колеса Бр. ОЦС 6-6-3 (відливка в землю); допустимі контактні напруження не залежать від швидкості ковзання $[\sigma]_c = 133 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_0]_c = 45 \text{ Н/мм}^2$.

Матеріалом черв'яка вибрано сталь 45 загартовану до твердості HRC 45, витки шліфовані.

Основні параметри передачі повинні бути по ГОСТу 2144-66.

Число заходів черв'яка

В залежності від передаточного числа $u_2 = 20$ вибрано число заходів $z_1 = 2$ [1, табл.11.1, с.320].

Число зубців колеса

$$z_2 = u_2 z_1 = 20 \cdot 2 = 40 .$$

Міжосьова відстань

$$a = \frac{m(z_2 + z_1)}{2} = \frac{4(40 + 2)}{2} = 100 \text{ мм}$$

Стандартні параметри передачі (ГОСТ 2144-66)

$$a = 100 \text{ мм};$$

$$u_2 = 20(z_2 \div z_1 = 40 \div 2)$$

$$m = 4 \text{ мм};$$

$$u_{\phi} = 20.$$

Основні розміри черв'яка і колеса:

Ділильні діаметри:

$$d_1 = qm = 10 \cdot 4 = 40 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 m = 40 \cdot 4 = 160 \text{ мм}.$$

Діаметри вершин зубців:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 40 + 2 \cdot 4 = 48 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = (z_2 + 2)m = (40 + 2) \cdot 4 = 168 \text{ мм}.$$

Діаметр западин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 40 - 2,4 \cdot 4 = 30,4 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = (z_2 - 2,4)m = (40 - 2,4) \cdot 4 = 150,4 \text{ мм}.$$

Ширина вінців коліс:

$$b_1 = (11 + 0,1z_2)m + 25 \text{ мм} = (11 + 0,1 \cdot 40) \cdot 4 + 25 = 85 \text{ мм};$$

$$b_2 = 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 48 = 36 \text{ мм}.$$

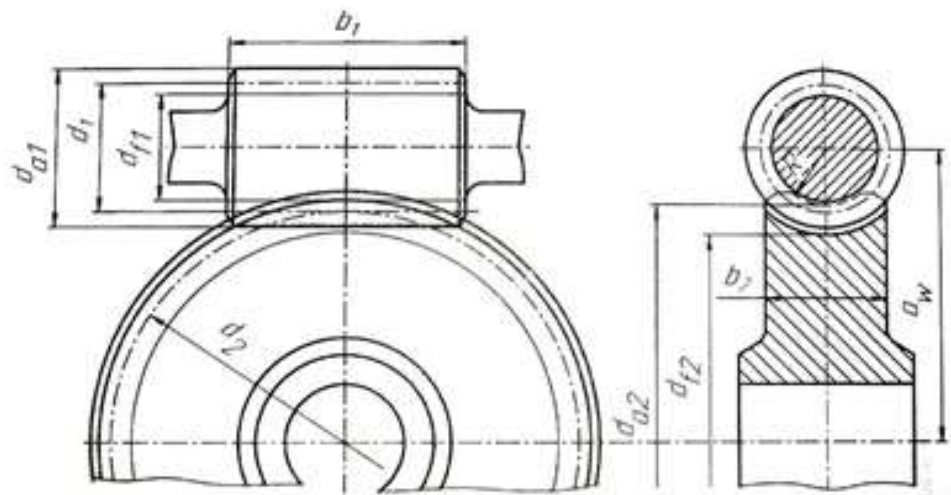


Рисунок 3.3 – Геометричні параметри черв'ячної передачі

Кут підйому лінії витка на дільному циліндрі черв'яка

Згідно [1, табл.11.2, с.320], вибрано $\gamma = 11^{\circ}18'36''$.

Колова швидкість черв'яка:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot u_2 \cdot n_0}{60} = \frac{3,14 \cdot 40 \cdot 10^{-1} \cdot 20 \cdot 835,3}{60} = 35 \text{ м/с.}$$

Швидкість ковзання:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_1}{\cos 11^{\circ}18'36''} = \frac{35}{0,9806} = 35,7 \text{ м/с.}$$

Степінь точності

По [1, табл.11,8, с.331] вибрано степінь точності 6 і нормальний гарантований боковий зазор:

Ст. 6 – X ГОСТ 3675-56.

Уточнення коефіцієнта навантаження:

$$K_{\sigma} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x),$$

де θ - коефіцієнт деформації черв'яка, прийнято $\theta = 86$ [1, табл.11.9, с.332];

x - допоміжний коефіцієнт, який залежить від характеру зміни навантаження, $x = 0,5$ [1, с.308]:

$$K_{\sigma} = 1 + \left(\frac{40}{86} \right)^3 (1 - 0,5) = 1,05.$$

При степені точності 6 і швидкості ковзання коефіцієнт динамічності $K_{\sigma_{\text{дин}}} = 1,5$ [1, табл.11.10, с.332].

Коефіцієнт навантаження:

$$K = K_{\sigma} \cdot K_{\sigma_{\text{дин}}} = 1,05 \cdot 1,5 = 1,575.$$

Перевірка контактних напружень

$$\sigma_{\kappa} = \frac{170}{\left(\frac{z_2}{q} \right)} \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3}{a^3}} = \frac{170}{\left(\frac{40}{10} \right)} \sqrt[3]{\frac{5,94 \cdot 10^3 \cdot 1,575 \left(\frac{40}{10} + 1 \right)^3}{100^3}} = 46 \text{ МПа},$$

що менше $[\sigma]_{\kappa} = 133 \text{ МПа}$.

Перевірка зубців черв'ячного колеса на згин

Приведене число зубців черв'ячного колеса

$$z_{np} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{0,9806^3} = 42.$$

Коефіцієнт форми зуба [1. табл.10.12, с.288] при коефіцієнті корекції $\xi = 0$

$$y = 0,446.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{1,2T_2K}{z_2 y b_2 m^2} = \frac{1,2 \cdot 5,94 \cdot 10^3 \cdot 1,575}{40 \cdot 0,446 \cdot 36 \cdot 4^2} = 1,05 \text{ Н/мм}^2,$$

що менше $[\sigma_0]_{\text{зг}} = 45 \text{ Н/мм}^2$.

Зусилля в зачепленні черв'ячної передачі

– Колова сила

На черв'яку

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 5,91}{40} = 295,5 \text{ Н.}$$

На колесі

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_3}{d_3} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 100,5}{160} = 1256,25 \text{ Н.}$$

– Осьова сила

Осьова сила на черв'яку дорівнює колівій силі на колесі

$$F_{a1} = F_{t2} = 1256,25 \text{ Н.}$$

Осьова сила на колесі дорівнює коловій силі на черв'яку

$$F_{a2} = F_{t1} = 295,5 \text{ Н.}$$

– Радіальна сила на черв'яку та колесі

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg}20^\circ = 1256,25 \cdot \text{tg}20^\circ = 457,24 \text{ Н.}$$

3.4 Розрахунок циліндричної передачі

Вибір матеріалу шестерні і колеса

Вибрано матеріал для шестерні – Сталь 40ХН, термообробка – поліпшення, НВ 235...295 [1, табл.10.6, с.284].

Вибрано матеріал колеса – Сталь 40Х, термообробка – нормалізація, НВ200...230 [1, табл.10.6, с.284].

Допустиме контактне напруження для зубців колеса

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\text{limb}} z_R z_V}{S_H} K_{HL},$$

де $\sigma_{H\text{limb}}$ - границя контактної витривалості;

z_R - коефіцієнт, який враховує шорсткість поверхонь зубців, прийнято $z_R = 0,95$ [2, с.185];

z_V - коефіцієнт, який враховує швидкість, приймаємо $z_V = 1$ [3, с.185];

S_H - коефіцієнт запасу міцності, приймаємо $S_H = 1,2$ [3, с.185];

K_{HL} - коефіцієнт довговічності.

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа.}$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_G}{N}},$$

де N_G - число навантажень, що відповідає переломній точці;

$$N_G = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 200^{2,4} = 10^7.$$

N - повне число циклів навантаження кожного зуба колеса за проектний термін служби.

$$N = 60n_{IV}L_h = 60 \cdot 16,1 \cdot 20000 = 1,9 \cdot 10^7.$$

Якщо $N > N_G$, то $K_{HL} = 1$.

$$[\sigma]_H = \frac{470 \cdot 0,951}{1,2} = 372 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження на згин

У зубцях шестерні

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flimb} Y_R Y_X Y_\delta}{S_F} K_{HL},$$

де σ_{Flimb} - границя витривалості [1, табл.10.9, с.187]:

$$\sigma_{F\text{limb}} = 1,75HB = 1,75 \cdot 235 = 411 \text{ МПа}$$

Y_R - коефіцієнт, який враховує шорсткість поверхонь зубців, $Y_R = 1$ (при зубофрезеруванні) [3, с.186];

Y_X - коефіцієнт, який враховує розмір зубчастих коліс; $Y_X = 0,85$ (об'ємна термообробка) [3, с.186];

Y_Z - коефіцієнт, який враховує чутливість матеріалу до концентрації напруження; $Y_Z = 1$ [3, с.186];

S_F - коефіцієнт запасу міцності, $S_F = 2,2$ [3, табл.10.9, с.186];

K_{HL} - коефіцієнт довговічності.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_G}{N}}$$

де N_G - число навантажень, що відповідає переломній точці; $N_G = 4 \cdot 10^6$ [2, с.188];

$$N = 60 \cdot 41,8 \cdot 20000 = 5 \cdot 10^7$$

Якщо $N > N_G$, то $K_{HL} = 1$.

$$[\sigma]_{F1} = \frac{411 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1}{2,2} = 159 \text{ МПа}$$

У зубцях колеса.

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F\text{limb}} Y_R Y_X Y_Z}{S_F} K_{FL}$$

де $\sigma_{F\text{limb}} = 1,75 \cdot HB_2$ [2, табл. 10.9, с. 187]; $\sigma_{F\text{limb}} = 1,75 \cdot 200 = 350 \text{ МПа}$;

$Y_R = 1$ (при зубофрезеруванні та шліфуванні) [2, с. 186];

$Y_X = 0,85$ [2, с. 188];

$Y_\beta = 1$;

$S_F = 1,7$ [2, табл. 10.9, с. 187];

$N_G = 4 \cdot 10^6$; $N = 60 \cdot 16,1 \cdot 20000 = 1,9 \cdot 10^7$;

Якщо $N > N_G$, то $K_{FL} = 1$.

$$[\sigma]_{F_3} = \frac{350 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1}{1,7} = 175 \text{ МПа}$$

Міжосьова відстань передачі:

$$a_3 = (u_3 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{10800 z_\varepsilon}{[\sigma]_H u_3} \right)^2 \frac{K_H T_3}{\psi_{hw}}}$$

де u_3 – передаточне число ($u_3 = 2,5$);

z_ε – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній,

$z_\varepsilon = 0,9$;

$[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження матеріалу колеса, $[\sigma]_H = 372$

МПа;

K_H – коефіцієнт навантаження, $K_H = 2$ (вибирається попередньо);

T_3 – крутний момент на веденому валу, $T_3 = 249,1$ Нм.

ψ_{hw} – коефіцієнт відносної ширини колеса, $\psi_{hw} = 0,3 \dots 0,4$. Вибрано

$\psi_{hw} = 0,4$.

$$a_3 = (3 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{10800 \cdot 0,9}{375 \cdot 3} \right)^2 \frac{2 \cdot 249,1}{0,4}} = 181 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 2185-66, вибрано $a_3 = 200$ мм. [1, табл. 10.1, с.276].

Уточнення коефіцієнтів навантаження

– ширина колеса:

$$b_{w4} = \psi_{ba} a_3 = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм.}$$

– ділительний діаметр шестірні:

$$d_3 = m z_3 = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ мм.}$$

– колова швидкість:

$$v_3 = \frac{\pi d_3 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 41,8}{60 \cdot 1000} = 0,11 \text{ м/с.}$$

– назначається 9-а степінь точності [1, табл. 10.8, с. 285].

– коефіцієнт ширини шестірні:

$$\psi_{ba} = \frac{b_{w4}}{d_3} = \frac{80}{50} = 1,6;$$

– коефіцієнт концентрації навантаження;

$$K_{H\sigma} = 1,1 \text{ [3, рис. 8.15, с 111];}$$

– коефіцієнт динамічного навантаження K_{Hv} :

$$K_{Hv} = 1,05 \text{ [3, табл. 8.3, с. 113];}$$

– коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,1 \cdot 1,05 = 1,165 .$$

Перевірка контактних напружень:

$$\sigma_H = \frac{10800 z_2}{a_3 u_3} \sqrt{\frac{(u_3 + 1)^3}{b_{w4}}} K_H T_3 = \frac{10800 \cdot 0,9}{200 \cdot 3} \sqrt{\frac{(3+1)^3}{80}} 1,165 \cdot 249,1 = 246,8 \text{ МПа} < \\ [\sigma]_H = 340 \text{ МПа} .$$

Перевірка міцності зубців на згин

Установлення менш міцного зубчастого колеса

Відношення для шестірні:

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{192,5}{4,08} = 48 \text{ МПа} ,$$

де Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба шестірні; $Y_{F1} = 4,08$ [3, рис. 8.20, с. 120], $z_3 = 20$.

Відношення для колеса:

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{175}{3,62} = 48,3 \text{ МПа} ,$$

де Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба колеса; $Y_{F2} = 3,62$ [3, рис. 8.20, с. 120], $z_3 = 60$.

Таким чином, шестерня є менш міцною, тому що $\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} > \frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}}$ а тому перевірка на згин ведеться для зубців колеса

$$\sigma_{F_1} = \frac{2 \cdot 10^3 Y_{F_1} K_F T_3}{m^2 z_4 b_{w_0}},$$

де K_F – коефіцієнт навантаження при розрахунку на згин:

$$K_F = K_{FB} K_{FV}.$$

K_{FB} – коефіцієнт концентрації навантаження, $K_{FB} = 1,22$ [3, рис. 8.15, с. 111];

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження, $K_{FV} = 1,13$ [3, табл. 8.3, с. 113];

$$K_F = 1,22 \cdot 1,13 = 1,3786.$$

$$\sigma_{F_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 4,08 \cdot 249,1 \cdot 1,3786}{3^2 \cdot 20 \cdot 80} = 166 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_1} = 167 \text{ МПа}.$$

Оскільки $\sigma_{F_1} < [\sigma]_{F_1}$, то міцність зубців на згин забезпечується.

Розміри вінців зубчастих коліс

– ділильні діаметри:

$$d_3 = mz_3 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм}.$$

$$d_4 = mz_4 = 3 \cdot 60 = 180 \text{ мм.}$$

– діаметри вершин зубців:

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ мм.}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 180 + 2 \cdot 3 = 186 \text{ мм.}$$

– діаметри западин:

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m = 60 - 2,5 \cdot 3 = 52,5 \text{ мм.}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m = 180 - 2,5 \cdot 3 = 172,5 \text{ мм.}$$

– ширина вінців коліс

$$b_{\psi 4} = \psi_{bd} a_3 = 1,6 \cdot 200 = 320 \text{ мм.}$$

$$b_{\psi 3} = b_{\psi 4} + (5 \dots 10) \text{ мм} = 320 + 6 = 326 \text{ мм.}$$

Зусилля у зачепленні зубців передачі:

– колові сили:

$$F_{t_3} = F_{t_4} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_3}{d_4} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 249,1}{180} = 2767,8 \text{ Н.}$$

– радіальні сили:

$$F_{\alpha} = F_{\alpha} = F_{\alpha} \operatorname{tg} \alpha_w = 2767,8 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 1007,4 \text{ Н}; \quad \alpha_w = 20^{\circ}.$$

3.5 Розрахунок валів редуктора

Зусилля в приводі

$$F_{t2} = 1265,25 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = 295,5 \text{ Н};$$

$$F_{t3} = F_{t4} = 2767,8 \text{ Н};$$

$$F_{b \max} = 727,7 \text{ Н}.$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 457,24 \text{ Н};$$

Швидкохідний вал черв'ячної передачі

Попередній розрахунок:

Діаметр вихідного кінця вала

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]_{\text{КР}}}},$$

де T_2 – обертовий момент на валу, Н·м,

$[\tau]$ – понижене допустиме напруження, $[\tau] = 18..35 \text{ МПа}$.

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{5,94}{0,2 \cdot 18}} = 0,012 \text{ м}.$$

Прийнято $d_B = 15 \text{ мм}$.

На вихідному кінці вал повинен мати фіксацію. Тому:

$$d_1 = 1,2 d_B,$$

$$d_1 = 1,2 \cdot 15 = 18 \text{ мм}.$$

Прийнято $d_1 = 18$ мм.

Для вільного проходу підшипника на посадочний діаметр d_n , його розмір повинен бути більшим за d_1 і кратним 5.

Діаметр під підшипник

$$d_n = 1,2 d_1 = 1,2 \cdot 18 = 21,6 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_n = 25$ мм.

Попередньо прийнято підшипник 7205.

$$d_2 = 1,1 \cdot d_n,$$

$$d_2 = 1,1 \cdot 25 = 27,5 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_1 = 28$ мм.

Діаметр черв'яка

$$d_n = d_{a1} = 48 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_1 = 48$ мм.

Основний розрахунок швидкохідного вала черв'ячної передачі

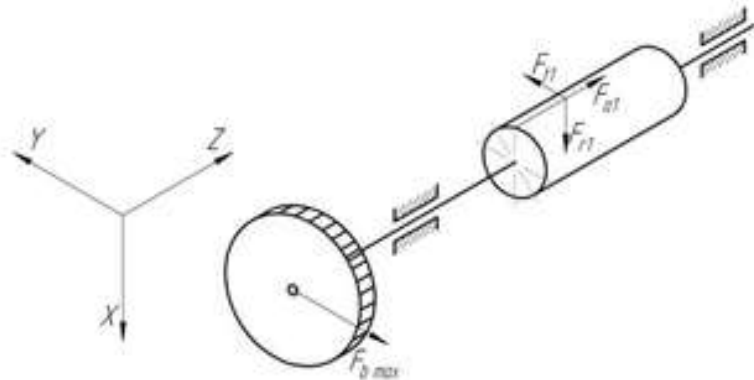


Рисунок 3.6 – Силова схема швидкохідного вала черв'ячної передачі

Реакції в опорах від сил у вертикальній площині:

$$\sum M_B = -R_{AY} \cdot 0,129 + F_{r1} \cdot 0,0645 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \text{ Нм};$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r1} \cdot 0,0645 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{0,129} = \frac{295,5 \cdot 0,064 - 1256,25 \cdot \frac{0,04}{2}}{0,129} = -48,2 \text{ Н.}$$

$$R_{BY} = F_{r1} - R_{AY} = 295,5 - (-48,2) = 343,7 \text{ Н.}$$

Момент згину в перерізі III в вертикальній площині:

$$M_{IIIY}^{np} = R_{AY} \cdot 0,0645 = -48,2 \cdot 0,0645 = -3,1 \text{ Нм};$$

$$M_{IIIY}^a = M_{IIIY}^{np} + F_{a1} \frac{d_1}{2} = -3,1 + 1256,25 \frac{0,04}{2} = 22,025 \text{ Н.}$$

Реакції в опорах від сил в горизонтальній площині:

$$\sum M_B = F_{b\max} \cdot 0,204 - F_{t1} \cdot 0,0645 + R_{AX} \cdot 0,129 = 0 \text{ Нм};$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{b\max} \cdot 0,204 + F_{t1} \cdot 0,0645}{0,129} = \frac{-727,7 \cdot 0,204 + 457,24 \cdot 0,0645}{0,129} = 1418,2 \text{ Н};$$

$$R_{BX} = -R_{AX} + F_{t1} - F_{b\max} = -1418,2 + 457,24 - 727,7 = -16 \text{ Н.}$$

Моменти згину в перерізах II і III в горизонтальній площині:

$$M_{II} = -F_{b \max} \cdot 0,075 = -727,7 \cdot 0,075 = -54,58 \text{ Нм};$$

$$M_{III} = R_{BX} \cdot 0,0645 = -(-16 \cdot 0,0645) = 1,032 \text{ Нм}.$$

Сумарні згинальні моменти в перерізах II і III:

$$M_{II} = |M_{II}| = 54,58 \text{ Нм};$$

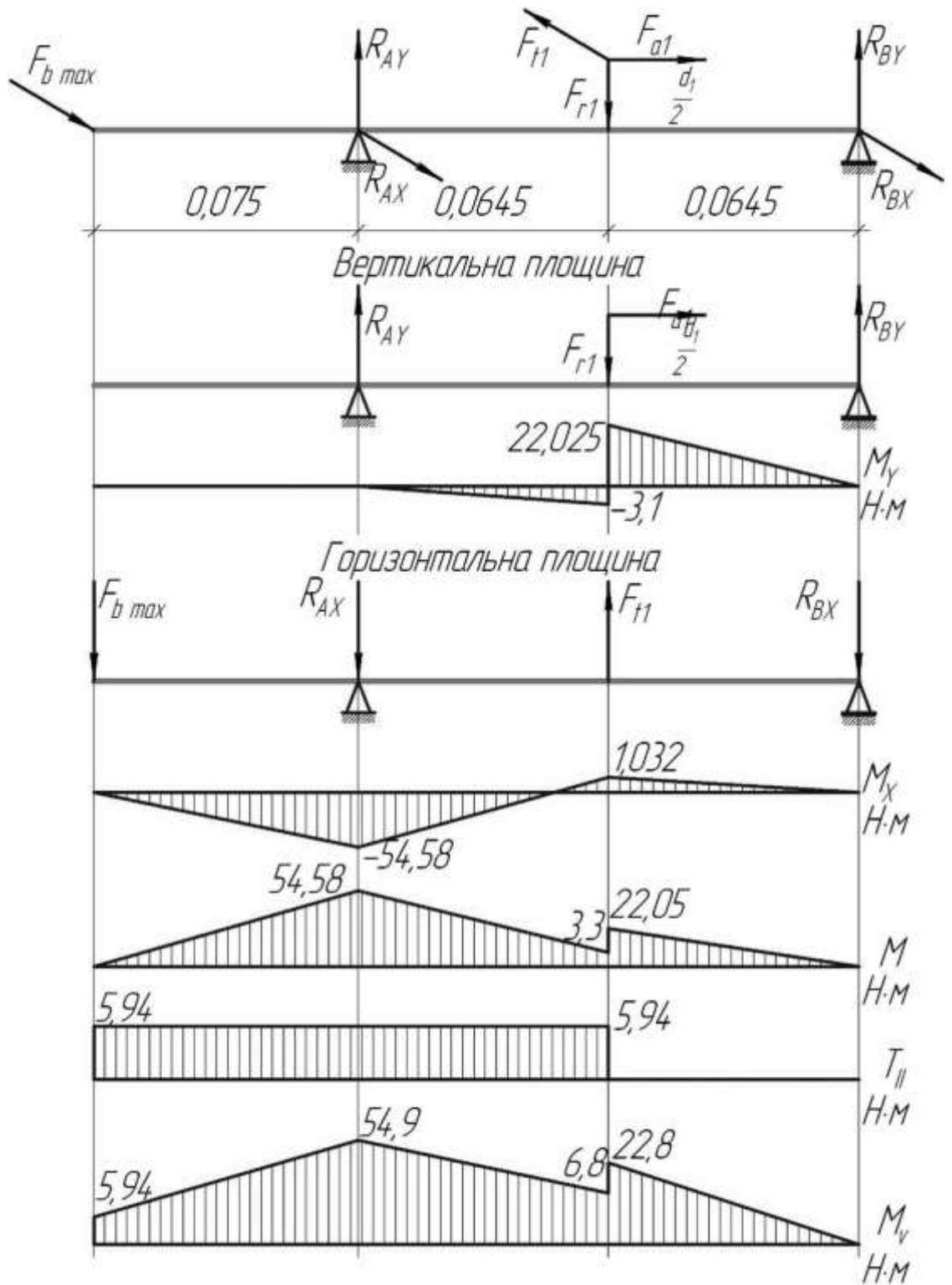


Рисунок 3.8 - Розрахункова схема та епюри моментів швидкохідного вала черв'ячної передачі

$$M_{III}^{np} = \sqrt{M_{IIIx}^2 + (M_{IIIy}^{np})^2} = \sqrt{(-3,1)^2 + 1,032^2} = 3,3 \text{ Нм};$$

$$M_{III}^a = \sqrt{M_{IIIK}^2 + (M_{IIIY}^a)^2} = \sqrt{22,025^2 + 1,032^2} = 22,05 \text{ Нм.}$$

Крутий момент, який передається валом: $T_{II} = 5,94 \text{ Нм.}$

Еквівалентні моменти в перерізах:

$$M_{IV} = T_{II} = 5,94 \text{ Нм;}$$

$$M_{IV} = \sqrt{M_{II}^2 + T_{II}^2} = \sqrt{54,58^2 + 5,94^2} = 54,9 \text{ Нм;}$$

$$M_{IIIv} = \sqrt{(M_{III}^{np})^2 + T_{II}^2} = \sqrt{3,3^2 + 5,94^2} = 6,8 \text{ Нм;}$$

$$M_{IIIv} = \sqrt{(M_{III}^a)^2 + T_{II}^2} = \sqrt{22,05^2 + 5,94^2} = 22,8 \text{ Нм.}$$

Матеріал вала

Вибирається Ст6 (ГОСТ380-88); $[\sigma]_{32} = 60 \text{ МПа.}$

Викреслюється ескіз вала

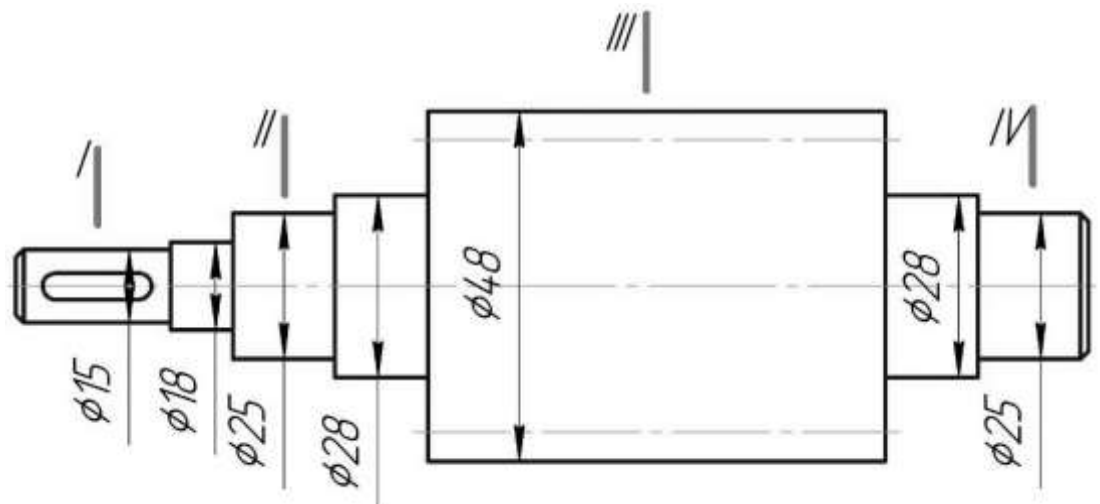


Рисунок 3.9 – Компоновочна схема вала II

Напруження в перерізах

$$\sigma_I = \frac{M_I}{W_0} = \frac{32 \cdot M_I}{\pi \cdot d_B^3},$$

$$\sigma_I = \frac{32 \cdot 0}{3,14 \cdot 15^3} = 0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{II}}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\sigma_{II} = \frac{32 \cdot 54,58 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25^3} = 35,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{III} = \frac{M_{III}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{III}}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\sigma_{III} = \frac{32 \cdot 22,05 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 48^3} = 2,03 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{IV} = \frac{M_{IV}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{IV}}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\sigma_{IV} = \frac{32 \cdot 0}{3,14 \cdot 25^3} = 0 \text{ МПа}.$$

Напруження в II перерізі є небезпечне (під підшипником)

$$\sigma_{IV} = \frac{M_{IV}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{IV}}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\sigma_{32} = \frac{32 \cdot 54,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25^3} = 35,8 \text{ МПа.}$$

Кручення

$$\tau_{KP} = \frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\tau_{KP} = \frac{16 \cdot 5,94 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25^3} = 1,9 \text{ МПа.}$$

Сумарне (еквівалентне) напруження

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{32}^2 + 4\tau_{KP}^2},$$

$$\sigma_e = \sqrt{35,8^2 + 4 \cdot 1,9^2} = 36 \text{ МПа.}$$

Максимальне еквівалентне напруження

$$\sigma_{e \max} = \sigma_e \cdot k_n,$$

де k - коефіцієнт запасу міцності, прийнято $k_n = 1,5$.

$$\sigma_{e \max} = 1,5 \cdot 36 = 54 \text{ МПа.}$$

Допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma]_e = 0,8\sigma_T,$$

$$[\sigma]_c = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа.}$$

Отже, умова статичної міцності виконується, оскільки

$$\sigma_{\text{стат}} = 54 \text{ МПа} \leq [\sigma]_c = 600 \text{ МПа.}$$

Тихохідний вал черв'ячної передачі

Попередній розрахунок:

Діаметр під черв'ячне колесо:

$$d_c = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau]_{\text{кр}}}},$$

$$d_c = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{100,5}{0,2 \cdot 18 \cdot 10^6}} = 0,033 \text{ м.}$$

Прийнято $d_c = 35 \text{ мм.}$

$$d_{\text{відв}} = \frac{d_c}{1,1},$$

$$d_{\text{відв}} = \frac{30}{1,1} = 27,3 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_{\text{відв}} = 25 \text{ мм.}$

Попередньо прийнято підшипник 7205

$$d_s = 1,2 \cdot d_c,$$

$$d_s = 1,2 \cdot 35 = 42 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_b = 45$ мм.

$$\frac{d_1}{d_k} = \frac{60}{35} = 1,7$$

Отже, шестерня виготовляється разом з валом

Основний розрахунок тихохідного вала черв'ячної передачі

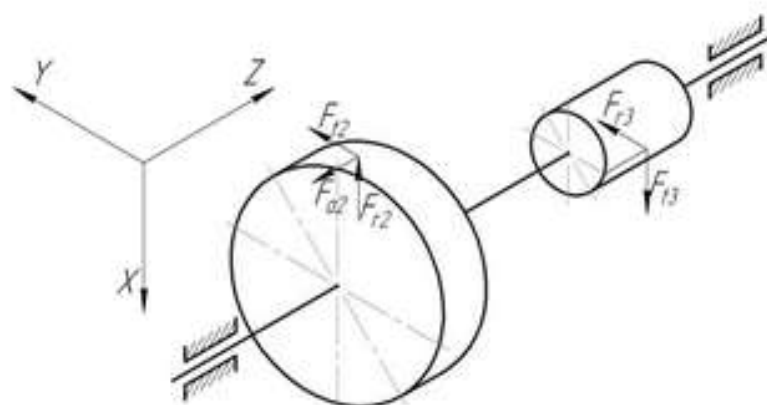


Рисунок 3.10 – Силова схема тихохідного вала черв'ячної передачі

Реакції в опорах від сил у вертикальній площині:

$$\sum M_H = F_{r2} \cdot 0,406 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + R_{AY} \cdot 0,462 - F_{t3} \cdot 0,186 = 0 \text{ Нм};$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{r2} \cdot 0,406 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{t3} \cdot 0,186}{0,462} = \frac{-475,24 \cdot 0,406 + 295,5 \cdot \frac{0,16}{2} + 2767,80 \cdot 0,186}{0,462} = 747,8 \text{ Н.}$$

$$R_{BY} = F_{r2} + R_{AY} - F_{t3} = 475,24 + 747,8 - 2767,8 = -1544,76 \text{ Н.}$$

Момент згину в вертикальній площині:

$$M_{IIY}^{np} = R_{AY} \cdot 0,06 = 747,8 \cdot 0,06 = 44,868 \text{ Нм};$$

$$M_{IIY}^{\lambda} = M_{IIY}^{np} - F_{a2} \frac{d_2}{2} = 44,868 - 295,5 \cdot \frac{0,16}{2} = 21,228 \text{ Н};$$

$$M_{IIY} = R_{BY} \cdot 0,186 = -1544,76 \cdot 0,186 = -287,3 \text{ Н}.$$

Реакції в опорах від сил в горизонтальній площині:

$$\sum M_B = F_{t2} \cdot 0,406 + F_{r3} \cdot 0,186 - R_{AX} \cdot 0,462 = 0 \text{ Нм};$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t2} \cdot 0,406 + F_{r3} \cdot 0,186}{0,462} = \frac{1256,25 \cdot 0,406 + 1007,4 \cdot 0,186}{0,462} = 1490,2 \text{ Н};$$

$$R_{BX} = -R_{AX} + F_{t2} + F_{r3} = -1490,2 + 1256,25 + 1007,4 = 773,45 \text{ Н}.$$

Моменти згину в перерізах II і III в горизонтальній площині:

$$M_{IIx} = -R_{AX} \cdot 0,06 = -1490,2 \cdot 0,06 = -89,4 \text{ Нм};$$

$$M_{IIIx} = R_{BX} \cdot 0,186 = 773,45 \cdot 0,186 = 143,9 \text{ Нм}.$$

Сумарні згинальні моменти в перерізах II і III:

$$M_{II}^{np} = \sqrt{M_{IIx}^2 + (M_{IIY}^{np})^2} = \sqrt{(-89,4)^2 + 44,868^2} = 100 \text{ Нм};$$

$$M_{II}^{\lambda} = \sqrt{M_{IIx}^2 + (M_{IIY}^{\lambda})^2} = \sqrt{(-89,4)^2 + 21,228^2} = 91,9 \text{ Нм};$$

$$M_{III} = \sqrt{M_{IIIx}^2 + M_{IIY}^2} = \sqrt{143,9^2 + (-287,3)^2} = 320,9 \text{ Нм}.$$

Крутний момент, який передається валом: $T_3 = 100,5 \text{ Нм}$.

Еквівалентні моменти в перерізах:

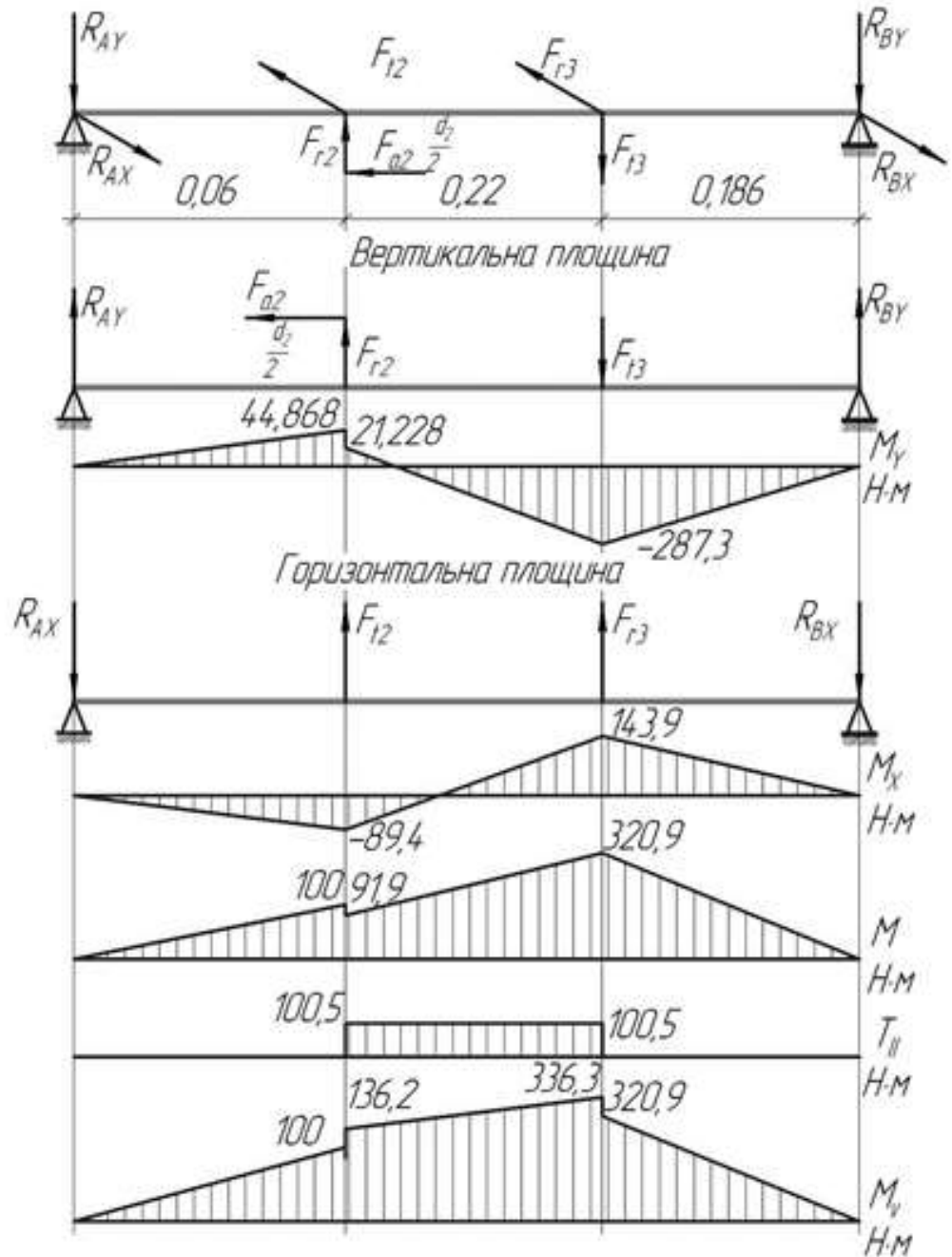


Рисунок 3.11 - Розрахункова схема та епюри моментів тихохідного вала черв'ячної передачі

$$M_x = 0 \text{ Нм};$$

$$M_{IIv}'' = M_{II}'' = 100 \text{ Нм};$$

$$M_{sv}^2 = \sqrt{(M_v)^2 + T_3^2} = \sqrt{91,9^2 + 100,5^2} = 136,2 \text{ Нм.}$$

$$M_{mv} = \sqrt{M_m^2 + T_3^2} = \sqrt{320,9^2 + 100,5^2} = 336,3 \text{ Нм;}$$

$$M_{mv}^{nr} = M_m^{nr} = 320,9 \text{ Нм;}$$

$$M_{sv} = 0 \text{ Нм}$$

Матеріал вала

Вибирається Ст6 (ГОСТ380-88); $[\sigma] = 60 \text{ МПа}$

Викреслюється ескіз вала

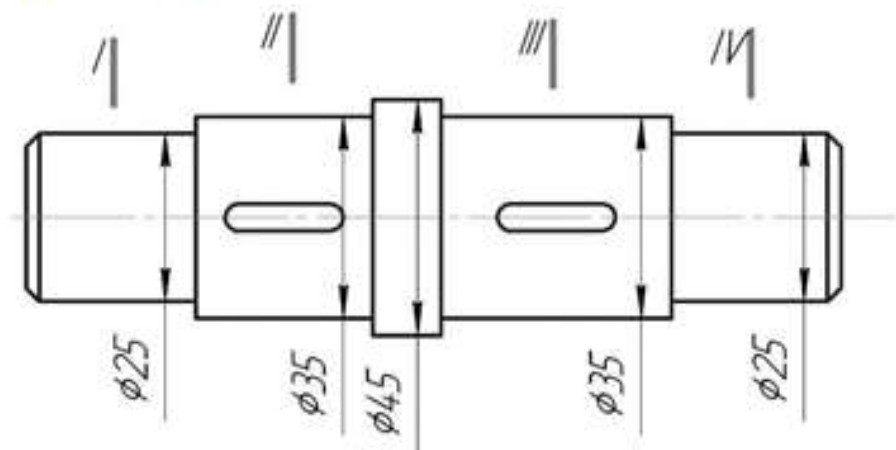


Рисунок 3.12 – Компонувочна схема вала III

Напруження в перерізах

$$\sigma_t = \frac{M_t}{W_0} = \frac{32 \cdot M_t}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\sigma_t = \frac{32 \cdot 0}{3,14 \cdot 25^3} = 0 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{II}}{\pi \cdot d_{\kappa}^3},$$

$$\sigma_{II} = \frac{32 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 35^3} = 23,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{III} = \frac{M_{III}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{III}}{\pi \cdot d_{\kappa}^3},$$

$$\sigma_{III} = \frac{32 \cdot 320,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 35^3} = 76,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{IV} = \frac{M_{IV}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{IV}}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\sigma_{IV} = \frac{32 \cdot 0}{3,14 \cdot 25^3} = 0 \text{ МПа.}$$

Напруження в III перерізі є небезпечне (під шестернею)

$$\sigma_{3z} = \frac{M_{IVe}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{IVv}}{\pi \cdot d_{\kappa}^3},$$

$$\sigma_{3z} = \frac{32 \cdot 336,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 35^3} = 80 \text{ МПа.}$$

Кручення

$$\tau_{KP} = \frac{16 \cdot T_3}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\tau_{KP} = \frac{16 \cdot 100,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 35^3} = 11,9 \text{ МПа.}$$

Сумарне (еквівалентне) напруження

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{3z}^2 + 4\tau_{KP}^2} ,$$

$$\sigma_e = \sqrt{80^2 + 4 \cdot 11,9^2} = 83,5 \text{ МПа.}$$

Максимальне еквівалентне напруження

$$\sigma_{e \max} = \sigma_e \cdot k_n ,$$

де k - коефіцієнт запасу міцності, прийнято $k_n = 1,5$.

$$\sigma_{e \max} = 1,5 \cdot 83,5 = 125,25 \text{ МПа.}$$

Допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma]_e = 0,8\sigma_T ,$$

$$[\sigma]_e = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа.}$$

Отже, умова статичної міцності виконується, оскільки

$$\sigma_{e \max} = 125,25 \text{ МПа} \leq [\sigma]_e = 600 \text{ МПа}$$

Тихохідний вал циліндричної передачі

Попередній розрахунок:

Діаметр під колесо

$$d_k = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_4}{0,2[\tau]_{KP}}},$$

$$d_k = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{249,1}{0,2 \cdot 18 \cdot 10^6}} = 0,045 \text{ м.}$$

Прийнято $d_k = 45 \text{ мм.}$

$$d_{\text{ниду}} = \frac{d_k}{1,1},$$

$$d_{\text{ниду}} = \frac{30}{1,1} = 40,9 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_{\text{ниду}} = 40 \text{ мм.}$

Попередньо прийнято підшипник 308

$$d_B = 1,2 \cdot d_k,$$

$$d_B = 1,2 \cdot 45 = 54 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_B = 55 \text{ мм.}$

Основний розрахунок тихохідного вала циліндричної передачі

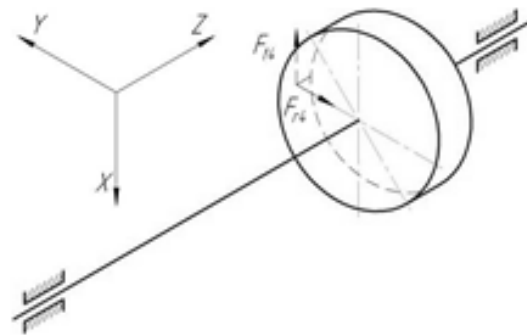


Рисунок 3.13 – Силова схема тихохідного вала циліндричної передачі

Реакції в опорах від сил у вертикальній площині:

$$\sum M_B = F_{t4} \cdot 0,186 - R_{Ay} \cdot 0,466 = 0 \text{ Нм};$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{t4} \cdot 0,186}{0,466} = \frac{2767,8 \cdot 0,186}{0,466} = 1104,7 \text{ Н.}$$

$$R_{By} = -R_{Ay} + F_{t4} = 2767,8 - 1104,7 = 1663,1 \text{ Н.}$$

Момент згину в вертикальній площині:

$$M_{By} = R_{Ay} \cdot 0,28 = -1104,7 \cdot 0,28 = -309,3 \text{ Н.}$$

Реакції в опорах від сил в горизонтальній площині:

$$\sum M_B = -F_{r4} \cdot 0,186 + R_{Ax} \cdot 0,466 = 0 \text{ Нм};$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{r4} \cdot 0,186}{0,466} = \frac{1007,4 \cdot 0,186}{0,466} = 402 \text{ Н};$$

$$R_{Bx} = -R_{Ax} + F_{r4} = -402 + 1007,4 = 605,4 \text{ Н.}$$

Сумарні згинальні моменти:

$$M_H = \sqrt{M_{Hx}^2 + M_{Hy}^2} = \sqrt{309,3^2 + 112,6^2} = 329,2 \text{ Нм.}$$

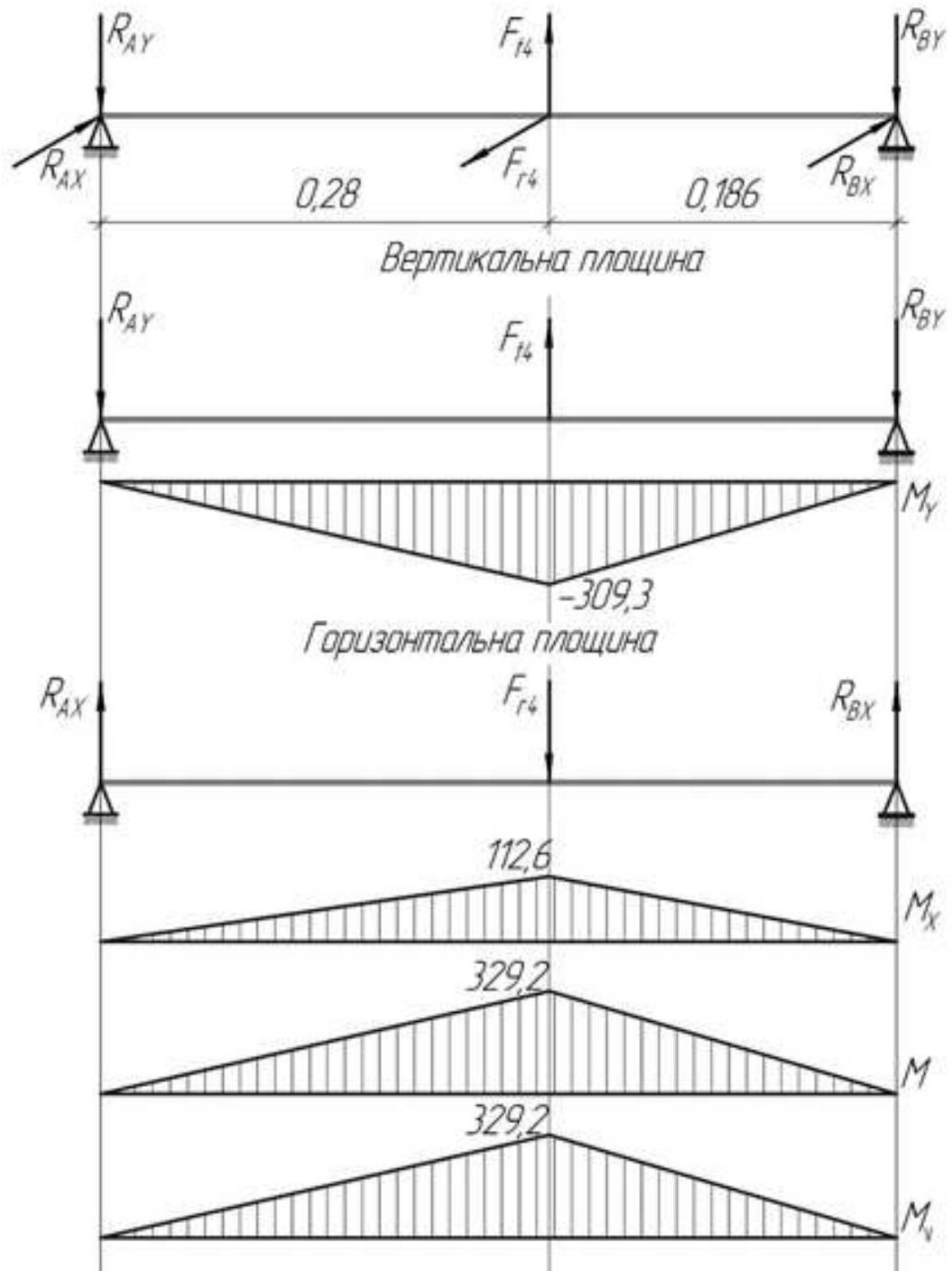


Рисунок 3.14 - Розрахункова схема та епюри моментів тихохідного вала циліндричної передачі

Крутний момент не передається валом.

Еквівалентні моменти в перерізах:

$$M_{Iv} = M_{II} = 329,2 \text{ Нм.}$$

Матеріал вала

Вибирається Ст6 (ГОСТ380-88); $[\sigma]_{32} = 60 \text{ МПа.}$

Моменти згину в горизонтальній площині:

$$M_{III} = R_{Ax} \cdot 0,18 = 402 \cdot 0,28 = 112,6 \text{ Нм.}$$

Викреслюється ескіз вала

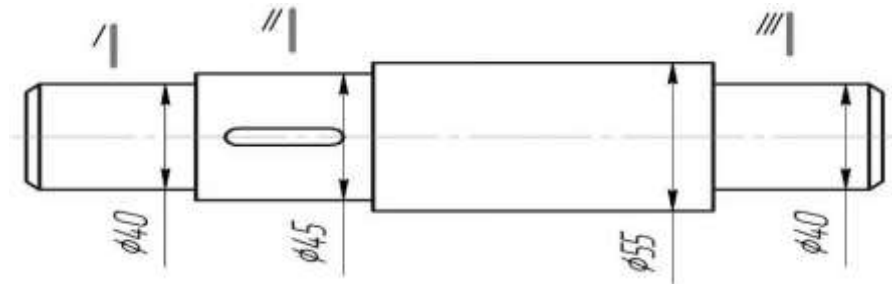


Рисунок 3.15 – Компоновочна схема вала IV

Напруження в перерізах

$$\sigma_I = \frac{M_I}{W_0} = \frac{32 \cdot M_I}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\sigma_I = \frac{32 \cdot 0}{3,14 \cdot 40^3} = 0 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{II}}{\pi \cdot d_{\kappa}^3},$$

$$\sigma_{II} = \frac{32 \cdot 329,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45^3} = 36,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{III} = \frac{M_{IV}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{III}}{\pi \cdot d_n^3},$$

$$\sigma_{IV} = \frac{32 \cdot 0}{3,14 \cdot 40^3} = 0 \text{ МПа.}$$

Напруження в II перерізі є небезпечне (під колесом)

$$\sigma_{\sigma_2} = \frac{M_{IVe}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{IVv}}{\pi \cdot d_{\kappa}^3},$$

$$\sigma_{\sigma_2} = \frac{32 \cdot 329,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45^3} = 36,8 \text{ МПа.}$$

Кручення

$$\tau_{KP} = \frac{16 \cdot T_4}{\pi \cdot d_{\kappa}^3},$$

$$\tau_{KP} = \frac{16 \cdot 249,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45^3} = 13,9 \text{ МПа.}$$

Сумарне (еквівалентне) напруження

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\sigma_2}^2 + 4\tau_{KP}^2},$$

$$\sigma_e = \sqrt{36,8^2 + 4 \cdot 13,9^2} = 46,1 \text{ МПа.}$$

Максимальне еквівалентне напруження

$$\sigma_{e \max} = \sigma_e \cdot k_n,$$

де k - коефіцієнт запасу міцності, прийнято $k_n = 1,5$.

$$\sigma_{e \max} = 1,5 \cdot 46,1 = 69,15 \text{ МПа.}$$

Допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma]_e = 0,8\sigma_T,$$

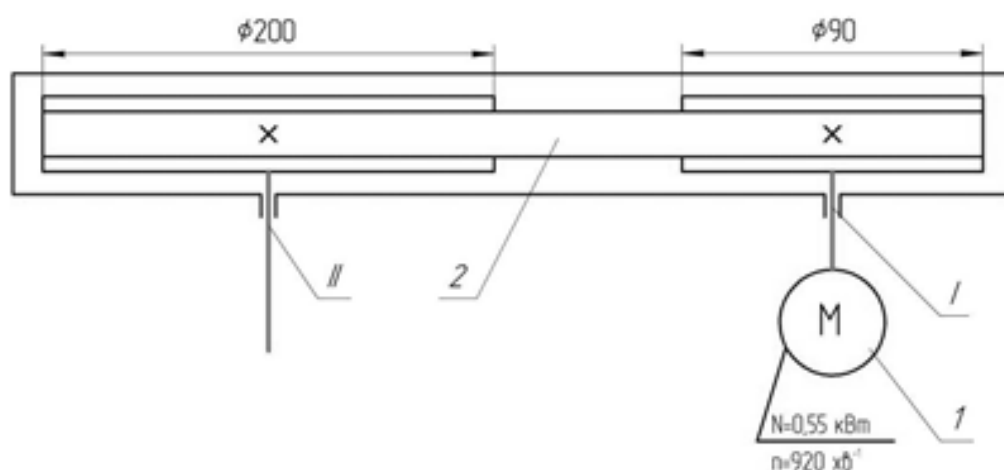
$$[\sigma]_e = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа.}$$

Отже, умова статичної міцності виконується, оскільки

$$\sigma_{e \max} = 69,15 \text{ МПа} \leq [\sigma]_e = 600 \text{ МПа} .$$

3.5 Розрахунок механізму закатувальної головки

Розрахунок параметрів привода



I, II – вали, 1 – двигун, 2 – плоскопасова передача

Рисунок 3.16 – Кінематична схема закатувальної головки

Передаточне число

$$u_1 = \frac{d_2}{d_1},$$

де d_1 - діаметр ведучого шківa;

d_2 - діаметр веденого шківa.

$$u_1 = \frac{200}{90} = 2,2.$$

В даному прикладі

$$u_1 = u_2 = 2,2,$$

де u_1 - передаточне число плоскопасової передачі.

Визначення обертальних моментів, що передаються приводними валами.

Частота обертання швидкохідного вала передачі з плоским пасом збігається з частотою обертання двигуна:

$$n_I = n_e = 920 \text{ хв}^{-1}.$$

Частота обертання тихохідного вала плоскопасової передачі

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_1} = \frac{920}{2,2} = 418,2 \text{ хв}^{-1}.$$

Потужність на валах

$$P_I = P = 0,55 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{пл.п} \cdot \eta_n,$$

де $\eta_{пл.п}$ - ККД плоскопасової передачі;

η_n - ККД однієї пари підшипників;

$$P_I = 0,55 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,52 \text{ кВт}.$$

Крутні моменти на валах

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_I} = 9550 \frac{0,55}{920} = 5,7 \text{ Нм};$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_{II}} = 9550 \frac{0,52}{418,2} = 11,9 \text{ Нм}.$$

Розрахунок зажимної сили, яка спрямована на пластичну деформацію кришки

$$T_2 = F \cdot r \Rightarrow F = \frac{T_2}{r},$$

де r - радіус кришки, $r = 44$ мм

$$F = \frac{11,9}{0,0044} = 2,7 \text{ кН.}$$

Розрахунок відкритої плоскопасової передачі

Визначаємо швидкість паса

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_c}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 920}{60 \cdot 1000} = 4,3 \text{ м/с.}$$

Тип паса

Вибирається бавовняний суцільнотканний пас для якого $[v]=20$ м/с [1, табл. 8.1, с. 185].

Міжосьова відстань

$$a = a_{\min} = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (90 + 200) = 580 \text{ мм.}$$

Довжина паса

$$l = \pi \cdot d_{\text{ср}} + a \cdot \left[2 + \left(\frac{\Delta}{a} \right)^2 \right],$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{90 + 200}{2} = 145 \text{ мм};$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{200 - 90}{2} = 55 \text{ мм};$$

$$l = 3,14 \cdot 145 + 580 \cdot \left[2 + \left(\frac{55}{580} \right)^2 \right] = 1621 \text{ мм}.$$

Кут охоплення ведучого шківа

$$\alpha = 180^\circ - \frac{2 \cdot \Delta}{a} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{2 \cdot 55}{580} \cdot 57^\circ = 169^\circ > \alpha_{\text{мін}} = 150^\circ.$$

Товщина паса з рекомендованого відношення

$$\frac{d_1}{\delta} = 25 \text{ (для бавовняних пасів)}.$$

Отримаємо

$$\delta = \frac{d_1}{25} = \frac{90}{25} = 3,6 \text{ мм}.$$

Прийнято $\delta = 4,5 \text{ мм}$ [1, табл. 8.4, с.189].

Навантаження паса.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 9550 \cdot P}{d_1 \cdot n_c} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 9550 \cdot 0,55}{90 \cdot 920} = 126,9 \text{ Н}.$$

Визначаємо допустиме корисне напруження

$$[K_{\sigma}] = a - \omega \cdot \frac{\delta}{d_1},$$

де ω, a - величини, які залежать від виду паса.

Задавшись $\sigma_{\sigma} = 1,8$ МПа [1, с.166], вибрано $a = 2,1$ Н/мм², $\omega = 15$ МПа [1, табл. 8.8, с.191].

$$[K_{\sigma}] = 2,1 - 15 \cdot \frac{4,5}{90} = 1,35 \text{ МПа.}$$

Ширина паса

$$b \geq \frac{F_1}{\delta \cdot [K_{\sigma}] \cdot K_{\gamma} \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\nu} \cdot K_{\rho}},$$

де K_{γ} - коефіцієнт, який залежить від способу натягування паса і положення пасо-вої передачі [1, табл.8.9, с.191], $K_{\gamma} = 1$;

K_{α} - коефіцієнт, який враховує кут охоплення [1, т 8.10, ст.192],
 $K_{\alpha} = 0,97$;

$K_{\nu} = 1,031$, при $v = 4,3$ м/с, [1, табл. 8.11, с.192];

K_{ρ} - коефіцієнт режиму роботи і динамічності навантаження [1, табл. 8.12, с.197], $K_{\rho} = 1$;

$$b \geq \frac{126,9}{4,5 \cdot 1,35 \cdot 10,97 \cdot 1,031 \cdot 1} = 20,9 \text{ мм.}$$

Прийнято $b = 30$ мм [1, табл.8.2, с.187].

Уточнене значення площі поперечного перерізу паса

$$A = \delta \cdot b = 4,5 \cdot 30 = 135 \text{ мм}^2.$$

Сила тиску

$$F_b = 2 \cdot \sigma_o \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha^o}{2} = 2 \cdot 1,8 \cdot 135 \cdot \sin \frac{169^o}{2} = 483,8 \text{ Н.}$$

$$F_{b_{\max}} = F_b \cdot 1,5 = 483,8 \cdot 1,5 = 725,7 \text{ Н.}$$

Частота пробігів паса

$$v = \frac{10^3 \cdot v}{l} = \frac{10^3 \cdot 4,3}{1621} = 2,7 c^{-1} < v_{\max} = 5 c^{-1}.$$

Ширина обода шківів і стрілка випуклості обода [1, табл. 8.13, с.193]

$B = 40$ мм, для ширини паса $b = 30$ мм.

Стрілка випуклості обода $y = 1$ мм.

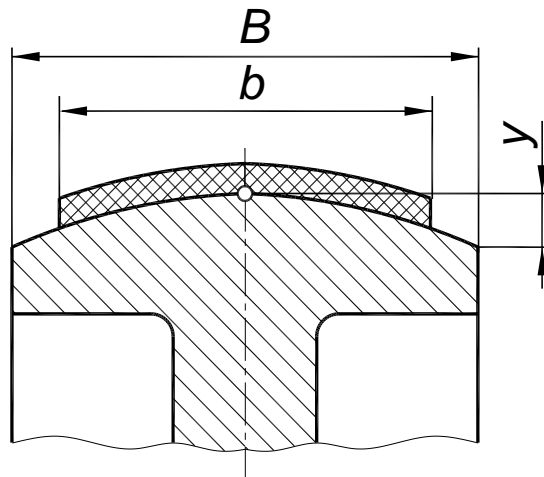


Рисунок 3.17 – Параметри шківів

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА

Забезпечення високого рівня охорони праці та екологічної безпеки є невід'ємною частиною сучасного виробничого процесу у харчовій промисловості, зокрема в галузі виготовлення томатної пасти. Особливості технології переробки томатів формують низку потенційно небезпечних і шкідливих факторів, які можуть впливати як на здоров'я працівників, так і на стан довкілля. У зв'язку з цим аналіз умов праці та екологічних аспектів є обов'язковою складовою проєктування, експлуатації та модернізації обладнання. Процес виробництва томатної пасти поєднує механічні, теплові та санітарно-гігієнічні операції, що вимагає підвищеної уваги до забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу. Технологічний процес передбачає використання машин із рухомими частинами, устаткування, що працює за високих температур, і електрообладнання у вологих умовах. До додаткових ризиків належить робота з гарячим продуктом під час уварювання, фасування та закупорювання, що обумовлює необхідність забезпечення комплексу технічних і організаційних засобів захисту працівників. Особливої уваги потребує експлуатація фасувально-закупорювальних машин, які працюють у безперервному режимі та взаємодіють із персоналом. Модернізація таких пристроїв, зокрема через зміну конструктивних елементів, повинна базуватися на ретельній оцінці впливу нововведень на умови праці, з огляду на можливе підвищення ризиків і розроблення додаткових заходів захисту. Поряд із питаннями охорони праці актуальною є проблема впливу виробництва на екологічну систему. Виробництво томатної пасти пов'язане з утворенням відходів рослинного походження, значним споживанням води та енергетичних ресурсів, а також зі скиданням стічних вод, які можуть містити органічні забруднення. Неналежне управління цими процесами може спричинити шкоду природному середовищу. Тому оцінка екологічної безпеки передбачає аналіз джерел відходів і викидів, а також розроблення заходів для зменшення

антропогенного впливу. Цей розділ присвячено ключовим факторам, які впливають на умови праці та екологічну безпеку у процесі виготовлення томатної пасти. Окреслено основні ризики та обґрунтовано комплекс заходів, спрямованих на створення безпечних умов праці для персоналу та мінімізацію негативного впливу виробництва на природу. Запропоновані рішення відповідають діючим нормативам і стандартам у сфері охорони праці та екології, забезпечуючи підвищення загального рівня виробничої безпеки.

4.1 Охорона праці при роботі з основним технологічним обладнанням лінії з виробництва томатної пасти

Основна технологічна база для виробництва томатної пасти включає широкий спектр спеціалізованого обладнання, яке забезпечує всі етапи технологічного процесу. До нього належать машини та механізми для миття, подрібнення та протирання томатної сировини, установки для концентрації та уварювання томатної маси, а також фасувально-закупорювальні комплекси. Експлуатація такого обладнання неминуче супроводжується впливом небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що диктує необхідність системного впровадження заходів для забезпечення охорони праці. На етапі підготовки сировини одними з головних ризиків є контакт з рухомими або обертовими елементами механізмів, такими як ножові насадки подрібнювачів, вали або протиральні деталі апаратів. Для ефективної мінімізації ризику травматизму передбачено використання стаціонарних захисних огорожень, які блокують доступ до небезпечних зон під час роботи механізмів. Крім того, обслуговування, очищення та будь-які технологічні маніпуляції з вузлами машин можливі лише після їх повної зупинки та від'єднання від джерел живлення. Процес уварювання томатної маси супроводжується додатковими загрозами, такими як високі температури нагрівальних елементів і потенційний контакт з гарячими продуктами або

поверхнями апаратів. Щоб мінімізувати ці ризики, передбачено кілька важливих заходів: теплоізоляцію всіх нагрівальних поверхонь, організацію робочих місць із використанням спеціалізованої вентиляції для зменшення теплових навантажень, а також забезпечення персоналу надійними засобами індивідуального захисту, включаючи термостійкий спецодяг, рукавиці та інше захисне спорядження. Фасувально-закупорювальна техніка — це один із найважливіших компонентів даної виробничої лінії, який працює в безперервному режимі та характеризується поєднанням механічних, теплових і електротехнічних ризиків. При її експлуатації можливі ризики затягування одягу в рухомі частини машини, отримання опіків через контакт із гарячим продуктом або поверхнями, а також ураження електричним струмом. Для захисту працівників передбачено інтеграцію численних захисних елементів і механізмів безпеки. Серед них — спеціальні кожухи на небезпечних зонах, аварійні кнопки екстреної зупинки машин і сучасна система блокування, яка автоматично відключає машини при демонтажі захисних огорожень. Модернізація фасувально-закупорювального обладнання стала ключовим аспектом в оптимізації процесу та зниженні виробничих ризиків. Новий дизайн закатувальної головки забезпечує стабільну фіксацію тари й кришок, що суттєво зменшує ризики зміщень чи пошкоджень під час операцій фасування. Також модернізовані вузли легко доступні для обслуговування без потреби демонтажу основних захисних конструктивних елементів, що суттєво спрощує технічний догляд за обладнанням. Для гарантування електробезпеки на всіх ділянках виробництва впроваджено низку важливих заходів — застосування обладнання зі спеціальним ступенем захисту, надійне заземлення металевих корпусів машин, а також систематична перевірка стану електроізоляційних матеріалів. Особливу увагу приділено безпеці роботи в умовах підвищеної вологості виробничих приміщень, що передбачає використання пускової апаратури, адаптованої до таких умов експлуатації.

Забезпечення екологічної безпеки займає ключове місце в процесі функціонування виробничої лінії з виготовлення томатної пасти, адже технологічний цикл пов'язаний із застосуванням великої кількості рослинної сировини, водних ресурсів та енергії. Для досягнення мінімального впливу на навколишнє середовище надзвичайно важливим є впровадження раціональної організації виробничих процесів, що не лише сприяє зменшенню екологічного навантаження, але й дозволяє підприємству відповідати всім чинним екологічним нормам і стандартам. У процесі виготовлення томатної пасти найбільш масштабним джерелом відходів є рослинні залишки, які з'являються на етапах дроблення і протирання томатів. Ці залишки, за своєю природою, є органічними матеріалами, що не містять агресивних чи токсичних речовин, що відкриває можливості для їх подальшої переробки або безпечної утилізації. Завдяки продуманому управлінню такими відходами можна значною мірою знизити кількість матеріалів, що потребують захоронення, і цим самим внести вагомий внесок у підвищення загальної ефективності та екологічності всієї виробничої системи. Водні ресурси відіграють важливу роль у виробничому процесі й застосовуються для миття сировини, проведення санітарної обробки обладнання та підготовки пакувальних матеріалів. У результаті цих операцій утворюються стічні води, в яких можуть міститися органічні домішки, залишки томатної м'якоті та хімічні компоненти мийних засобів. Для попередження шкоди довкіллю передбачено суворий контроль якості цих стічних вод із забезпеченням їх відведення у відповідності до строгих екологічних норм. Також важливим підходом є оптимізація витрат водних ресурсів шляхом застосування більш економного режиму миття обладнання, що суттєво зменшує обсяги утворених стоків. Додатково до цього, процес роботи теплового обладнання та електроприводів на лінії з виробництва обов'язково передбачає значне споживання енергоресурсів. Це непрямим чином впливає на навколишнє середовище шляхом збільшення вуглецевого сліду. У зв'язку з цим важливими заходами стають застосування сучасних

ефективних технологій виробництва, належна теплоізоляція робочих апаратів і постійне підтримання устаткування в технічно справному стані. Ці дії допомагають знизити рівень енергоспоживання та скоротити небажані екологічні наслідки. Особливу увагу слід звернути й на етапи фасування та закупорювання готової продукції, адже герметичність упаковки та відсутність протікання є критично важливими не лише для збереження продукту, але й для зниження утворення органічних залишків. Стабільність роботи фасувально-закупорювального обладнання значно знижує ризик втрати томатної пасти й забезпечує підвищення рівня чистоти у виробничих приміщеннях. Проведення модернізації такого обладнання дозволяє підвищити його точність і мінімізувати кількість бракованої тари, що безпосередньо впливає на поліпшення загальних екологічних показників підприємства. Ще одним важливим аспектом екологічної безпеки є організація вентиляційної системи в приміщеннях виробничої лінії. Належно функціонуюча вентиляція дозволяє ефективно видаляти надмірне тепло і вологу з робочих зон. Це не лише покращує умови праці для персоналу, але й попереджає накопичення конденсату та розмноження небажаної мікрофлори.

ВИСНОВОК

У дипломній роботі проаналізовано питання модернізації виробничої лінії для виготовлення томатної пасти з метою підвищення її технологічної адаптивності, ефективності та відповідності сучасним стандартам харчової промисловості. Актуальність тематики зумовлена зростанням попиту на томатну пасту, необхідністю раціонального використання сировинних ресурсів і прагненням підприємств зміцнювати конкурентоспроможність своєї продукції без здійснення повної заміни обладнання. У технологічній частині роботи детально розглянуто загальний процес виробництва томатної пасти, включно з основними етапами переробки томатної сировини. Виявлено, що якість готової продукції значною мірою залежить від злагодженого функціонування обладнання на всіх стадіях виробничого процесу. Особлива увага приділена завершальному етапу – фасуванню та закупорюванню, що є критично важливим для забезпечення герметичності тари й подовження терміну зберігання продукції. На основі аналізу існуючого парку обладнання обґрунтовано вибір фасувально-закупорювальної машини Ж7-КНЗ як об'єкта модернізації. Дана машина поширена в консервній промисловості, характеризується високою надійністю та простою конструкцією, однак у базовій комплектації вона обмежена у використанні сучасних типів кришок. Це визначило необхідність технічного вдосконалення для розширення функціональних можливостей агрегату. У конструктивній частині роботи запропоновано технічне рішення для модернізації закатувального вузла фасувально-закупорювальної машини Ж7-КНЗ. Модифікація дозволяє працювати як із традиційними кришками для закати, так і з сучасними кришками для закрутки. Проведені інженерні розрахунки підтвердили працездатність, міцність і надійність модернізованого вузла, а також його відповідність експлуатаційним вимогам у технологічній лінії виробництва томатної пасти. У розділі, присвяченому охороні праці, проаналізовано умови роботи персоналу та основні виробничі

фактори, притаманні експлуатації технологічного обладнання лінії. Також розглянуто аспекти екологічної безпеки виробничих процесів. Наголошено, що раціональне використання сировини, оптимізація витрат водних і енергетичних ресурсів, скорочення втрат готової продукції і правильне управління відходами суттєво знижують негативний вплив виробництва на довкілля та дозволяють відповідати чинним екологічним нормам.

ДОДАТКИ