

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

ВАЛЖОВІ МАШИНИ

Навчальний посібник

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра
за освітньою програмою *«Інжиніринг паковань та пакувального обладнання»,*
«Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології
проектування інноваційного галузевого обладнання»
спеціальності 131 *«Прикладна механіка»*
133 *«Галузеве машинобудування»*

Укладачі: В.І.Сівецький, Д.Е.Сідоров, Д.Г.Швачко

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО
2023

УДК

Укладачі: *Сівецький Володимир Іванович, к-т техн. наук, професор,
Сідоров Дмитро Едуардович, к-т техн. наук, доцент,
Швачко Денис Григорович, асистент*

Рецензент Степанюк А.Р., канд. техн. наук, доцент, КПІ імені Ігоря Сікорського

Відповідальний редактор Сокольський О.Л., д-р. техн. наук, доцент

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 8 від 02.06.2023 р.)*

за поданням вченої ради інженерно-хімічного факультету (протокол № 5 від 24 квітня 2023 р)

Валкові машини. [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. програмою «Інжиніринг пакування та пакувального обладнання», «Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології проектування інноваційного галузевого обладнання» спец. 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування», / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: В.І. Сівецький, Сідоров Д.Е., Д.Г. Швачко. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 112 с.

Призначення посібника – закріпити та поглибити теоретичний програмний матеріал курсу лекцій навчальної дисципліни «Валкові машини» з метою вивчення новітнього устаткування галузі та можливостей вдосконалення і підвищення ефективності обладнання, що використовується.

В посібнику розглядаються питання отримання з полімерних матеріалів листів і плівок, конструктивного оформлення вальців і каландрів, а також базових механізмів та деталей, основи їх конструювання і розрахунку.

Посібник орієнтує студентів на сучасний світовий рівень науково-технічного прогресу в галузі розробки листових і профільних полімерних виробів.

Реєстр. № НП 22/23-676. Обсяг 6 авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056
<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023

Зміст

ВСТУП	4
Розділ 1. Валкові машини	6
1.1. Типи та конструктивні ознаки валкових машин	6
1.2. Конструкція та принцип дії вальців	9
1.2.1. Класифікація і параметри вальців	16
1.3. Конструкція та принцип дії каландрів	17
1.3.1. Операції, які виконуються на каландрах	20
1.3.2. Класифікація і параметри каландрів	24
Розділ 2. Параметричні розрахунки.....	25
2.1. Розподіл швидкості течії і в'язкості матеріалів у міжвалковому зазорі..	25
2.2. В'язкість матеріалу в зазорі	30
2.3. Розрахунок розпірних зусиль і потужності приводу	32
2.4. Продуктивність валкових машин	35
Розділ 3. Конструкція базових механізмів вальців та каландрів.....	38
3.1. Конструкція валків вальців і каландрів.....	38
3.1.1. Конструкція та розрахунок валка вальців на міцність.....	46
3.1.2. Розрахунок валка каландра на міцність.....	48
3.2. Підшипникові вузли валків	56
3.3. Механізми регулювання міжвалкового зазору.....	59
3.3.1. Приклад розрахунку механізму регулювання зазору	64
3.4. Механізми та методи компенсації прогину валків	67
3.5. Привід вальців.....	73
3.5.1. Розрахунок універсального шпинделя	78
3.6. Розрахунок станини вальців на міцність	81
3.7. Запобіжні та аварійні пристрої.....	98
Розділ 4. Теплові розрахунки валкових машин.....	101
4.1. Тепловий баланс вальців	101
4.2. Тепловий розрахунок валка каландра	104
ЛІТЕРАТУРА	109

ВСТУП

Полімерне машинобудування займає особливе місце в галузі машинобудування завдяки зв'язкам з іншими і великому асортименту устаткування, що використовується в різних галузях народного господарства: хімічній, нафтохімічній, легкій, харчовій, медичній, електротехнічній та інших. Полімерні вироби характеризуються невеликою масою, довговічністю, міцністю, естетичний зовнішній вигляд, для їх виробництва потрібно менші енерговитрати.

Переробка пластичних мас і гумових сумішей являє собою сукупність різних технологічних процесів, за допомогою яких вихідний полімерний матеріал перетворюється в виріб із заздалегідь заданими експлуатаційними властивостями. Більшість методів переробки передбачає використання процесів формування виробів з полімерів, що знаходяться в в'язко-пластичному стані. Деякі процеси засновані на переході матеріалу в момент формування у високоеластичний стан. Також застосовують методи формування з розчинів і дисперсій полімерів. Основна область застосування полімерів - це всілякі профільні вироби, отримані безперервним перетворенням полімерного матеріалу в готовий продукт.

Одним з найбільш поширених способів переробки полімерів у вироби є процес вальцювання, суть якого полягає в одно- або багаторазовому проведенні матеріалу через проміжок між валками, що обігріваються та обертаються назустріч один одному. При цьому на матеріал діють інтенсивні силові навантаження, що приводить до розігріву, перемішування, гомогенізації. Вальцювання здійснюється не тільки для отримання однорідної маси матеріалу або переведення матеріалу в стан, що полегшує його подальшу переробку (підігрів, пластикація), але також з метою отримання з полімерних матеріалів листів і плівок, охолодження матеріалу і надання йому форми, зручної для подальшої переробки. Також процеси вальцювання застосовуються як підготовчі методи для поліпшення технологічних властивостей сировини, що перероблюються шляхом реалізації процесів змішування, гумонізації, для отримання напівфабрикатів і заготовок, подрібнення інгредієнтів, диспергування і

рафінування сировинних матеріалів на стадії підготовки полімерної сировини та композиції на їх основі, а також формування листових та плівкових виробів.

Для формування листових та плівкових виробів використовується валкові машини і більш високого класу, які називаються каландрами. На відміну від вальців вони призначені для формування кінцевого виробу, що зумовлює наявність конструктивних елементів, зокрема таких, що забезпечують компенсацію угину валків. В процесах каландрування кінцевого виробу пред'являються підвищені вимоги до точності регулювання температури валків, швидкостей їх обертового руху, величини між валкових зазорів та засобів компенсації угину валків, який зумовлює різнотовщинність, наприклад плівкового виробу, яка може бути спів розмірною з його товщиною.

Виробництво широкого асортименту плівкових та лінолеумних виробів поставило серйозні завдання перед переробною та машинобудівною промисловістю. Вдосконалення конструкцій обладнання і існуючих методів технологічних процесів є необхідними умовами поліпшення властивостей кінцевих виробів. Тому в даний час виникає необхідність створення нового обладнання, яке б забезпечувало виробництво виробів високої якості з найменшими матеріальними і енергетичними затратами, відрізнялося простотою конструктивного оформлення і високою продуктивністю.

Розділ 1. Валкові машини.

1.1. Типи та конструктивні ознаки валкових машин

Валкові машини по конструктивному оформленню та принципу роботи поділяються на вальці та каландри.

Вальці і каландри – найпоширеніший тип валкових машин у промисловості переробки пластмас і гумових сумішей.

Вальці - це двохвалкові машини в яких валки знаходяться в горизонтальній площині і мають приводи їх незалежного обертового руху та регулювання величини робочого зазору між валками, а також пристрої контролю та регулювання температури робочої поверхні валків. Вальці відносяться до машин періодичної дії.

Переробка гумових сумішей і пластичних мас на вальцях зазвичай здійснюється шляхом реалізації процесів перемішування, пластифікації, подрібнення і дроблення.

Процес змішування полягає в розподілі всіх вихідних компонентів в межах будь-якого обсягу системи до такого рівня коли їх вміст відхиляється від загального співвідношення компонентів у ній тільки на допустиму величину. Перемішування може здійснюватися безперервно і періодично Рис. 1.1.

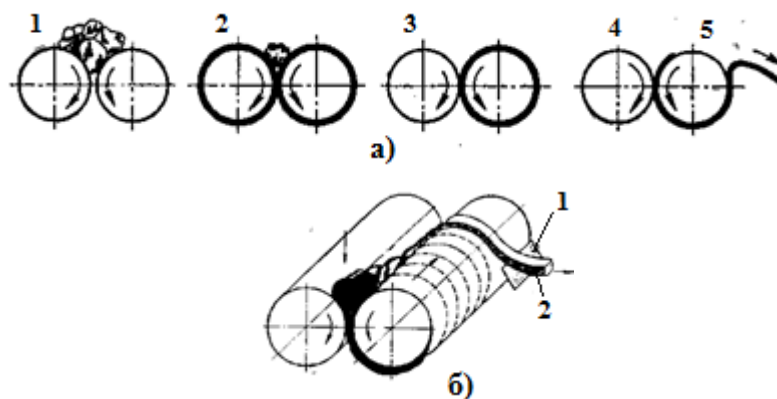


Рис. 1.1. Схеми обробки маси на вальцях:
а - циклічним способом (1 - завантаження маси; 2 - вальцювання; 3 – кінець вальцювання; 4 - зріз маси; 5 - ніж); б - безперервним способом (1 – ніж; 2 - стрічка маси, що безперервно зрізається)

Матеріал подається на валки періодично у вигляді окремих порцій або безперервно. В результаті обертання валків назустріч один одному за рахунок тертя і адгезії завантажений матеріал зтягується в зазор між валками і при виході з нього може прилипати до одного з валків внаслідок різниці температури поверхонь валків і їх окружності швидкості. Валки оснащені системою контролю температури, яка забезпечує також охолодження або нагрівання його поверхні. На процес вальцювання також впливає розмір зазору між валками, який регулюється в процесі вальцювання.

На вальцях періодичної дії (Рис. 1.1а) маса після завантаження однієї або декількох послідовних порцій проходить через зазор між валками, прилипаючи до одного з них, повторно проходить через зазор внаслідок зміни його величини і протягом цього періоду додатково перемішується за рахунок нерівності окружних швидкостей валків і додаткової обрізки маси на окремих ділянках по довжині валків.

Після повторного проходження через зазор (кількість проходжень визначається експериментально для кожного виду суміші) масу розрізають окремими смужками по довжині рулону і намотують в рулон або знімають у вигляді смуги певної ширини.

На вальцях безперервної дії маса подається з одного кінця валків або в середню зону валкового зазору безперервно, проходить між валками і протягом часу, заданого технологічним процесом (встановлюється для кожного виду матеріалу експериментально), при цьому здійснюючи обертовий і поступальний рух по валку (до одного кінця або до обох кінців валків, в залежності від місця завантаження) і безперервно зрізається у вигляді вузької стрічки (Рис. 1.1, б).

При каландруванні матеріал у в'язкотекучому стані завантажуються в область 1 каладнра Рис. 1.2 з валців і послідовно проходить зазори 2а, 2б і 2в, утворені валками. На відміну від обробки на вальцях, основною метою технологічних операцій, які виконуються на каландрах, є не зміна стану або будови матеріалу, а надання йому форми листа (плівки) або накладення шару

матеріалу заданої товщини на листовий матеріал, який безупинно подається у зазор 2б або 2в. Тому вимоги до якості поверхні валків і точності підтримки зазорів між ними для каландрів більш високі, чим для вальців. Інші особливості каландрів полягають у тому, що вони працюють тільки в безперервному режимі і матеріал перебуває в кожному зазорі тільки один раз.

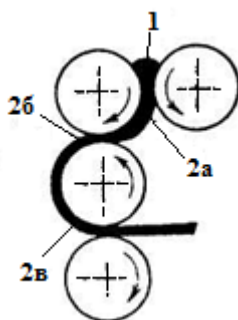


Рис. 1.2. Схема руху матеріалу в робочих зазорах Г подібного каландра.

Каландри на відміно від вальців призначені для остаточного формування одно- або багат шарових виробів у вигляді плівки або листів. Одна з основних конструктивних ознак, по яких класифікують каландри, – це взаємне розташування валків. На Рис. 1.3 показані різні варіанти розташування валків каландрів.

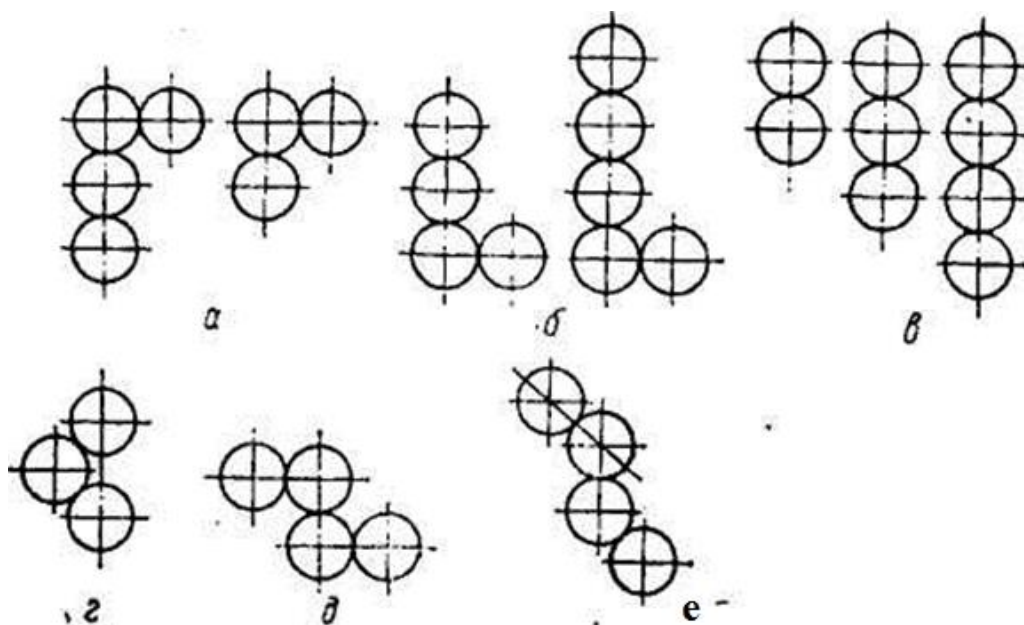


Рис. 1.3. Варіанти взаємного розташування валків каландрів:
а – Г-подібне; б – L - подібне; в – вертикальне; м – трикутне; д – Z- подібне; е – S- подібне

У зв'язку з тим каландри призначені, для остаточного каліброваного формування листових полімерних виробів, то вони на відмінну від вальців оснащуються механізмами компенсацію угину валків від діючих розпірних зусиль.

1.2. Конструкція та принцип дії вальців

Робочими органами цих машин є обертові назустріч один одному валки. Вальці, як правило, мають два валки, які розташовуються в горизонтальній площині з можливістю переміщення та обертального руху один відносно іншого і регулювання величини зазору між ними.

Загальний вигляд вальців представлено на Рис. 1.4. Основні вузли вальців змонтовані на станині, яка представляє собою дві Н-подібні рами 12 і 14, укріплені нижніми стійками на фундаментній плиті 13. Верхні стійки кожної рами об'єднані траверсою 3 і утворюють разом з перетинною рамою прямокутний отвір, в якому розташовуються корпуси 2 і 22 підшипників валків 7 і 24.

Величина міжвалкового зазору у всіх вальців регулюється. Тому підшипники 2 валка 24 укріплені на станині нерухомо гвинтами 23, а підшипники 22 другого валка 7 можуть зміщатися у прямокутному отворі станини в горизонтальному напрямку. Зсув їх разом з валком 22 здійснюється механізмами регулювання зазору 18. Ці механізми укріплені на стійках станини.

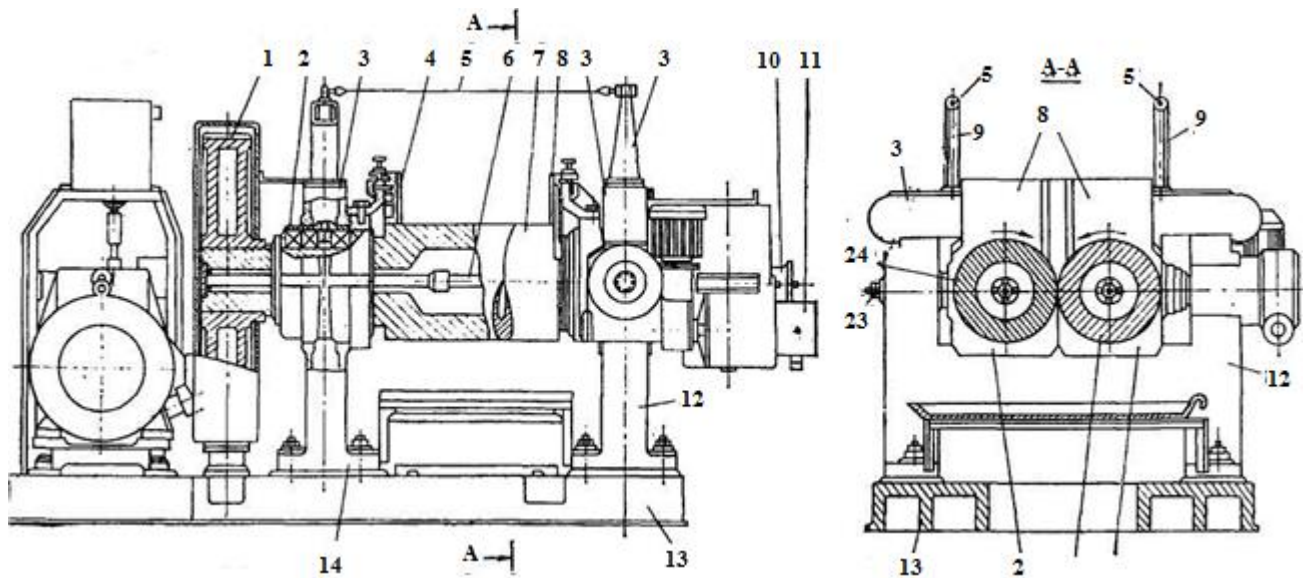


Рис. 1.4. Загальний вигляд вальців:

- 1 – зубчасте колесо; 2 – корпус підшипника; 3 – траверси; 4 – стріла;
 5 – трос аварійної зупинки вальців; 6 – труба охолодження валка;
 7 – передній валок; 8 – стріла; 9 – стійки; 10 – вирва (воронка); 11 – ванна;
 12, 14 – рама станини; 13 – фундаментна плита; 15 – шестірня;
 16, 17 – зубчасті пари; 18 – механізми регулювання міжвалкового зазору;
 19 – електродвигун; 20 – гальмо; 21 – редуктор; 22 – корпус підшипника;
 23 – гвинт; 24 – задній валок.

При обробці на валках матеріал може зміщатися в зоні запасу уздовж валків і при цьому виходити за межі їхньої робочої частини, що неприпустимо. Щоб уникнути цього, валки оснащені обмежувальними стрілами 4 і 8. Стріла представляє собою дві пластини, які перекривають одна одну. Пластини укріплені на корпусах підшипників рухомого і нерухомого валків. При розсовуванні валків разом з підшипниками пластини зміщаються, однак зазору між ними не утворюється через перекривання ними один одного.

У більшості випадків валки вальців мають внутрішню порожнину для циркуляції теплоносіїв. Внутрішня поверхня їх охолоджується водою, яка подається через трубу 6. Відпрацьована вода вільно зливається через вирви (воронки) 10, які укріплені на прaviх кінцях валків, у прийомну ванну 11.

Обертання від електродвигуна 19 передається через редуктор 21 до валків. Між ними встановлено стрічкове або колодкове гальмо 20. Всі ці елементи

змонтовані на фундаментній плиті 13. На вихідному валу редуктора є шестірня 15, яка передає обертання колесу 1 на лівому хвостовику заднього валка 24. На правому хвостовику валка також розташовані шестірні 16 і 17; вони перебувають у взаємному зачепленні і передають обертання із заднього на передній валок. Зубчасті пари 15, 1 і 16, 17 укладені в кожухи, нижня частина яких являє собою масляні ванни для змащення пар.

На кронштейнах 9 натягнуті два тросики аварійної зупинки вальців 5. Дані тросики з'єднані з кінцевими вимикачами. При натисканні на один із тросиків кінцевий вимикач дає команду на відключення електродвигуна і включення гальма.

На вальцях, як правило, виконуються технологічні операції, метою яких є зміна фізичного стану або хімічної будови матеріалу.

Листовання. Це найпростіша операція, яка виконується на вальцях. Необхідність у цій операції виникає в тому випадку, якщо матеріал, який підлягає переробці, перебуває у вигляді шматків, що незручно під час його зберігання і подачі в переробну машину. Наприклад, приготовлена в гумозмішувачі гумова суміш виходить із робочої камери у вигляді шматків масою 30 кг і більше. При переробці сумішей литтям під тиском у пластикаційний циліндр литтєвої машини повинен подаватися матеріал у вигляді стрічки. Стрічку одержують при вальцюванні шматків, які виходять зі змішувача, безупинно зрізуючи матеріал з тихохідного валка вальців і намотуючи її на бобіни. При пресуванні виробів з гумових сумішей використовуються заготівлі різного діаметра товщиною 5...20 мм, які вирубують також з отриманого на вальцях листа.

Щоб надати вже прогрітому матеріалу, який виходить з гумозмішувача, конфігурацію листа немає необхідності в інтенсивному деформуванні його в міжвалковому зазорі, тому листовальні вальці мають коефіцієнт фрікції не більше ніж 1.1.

Підігрів і живлення. Робота деформування матеріалу в міжвалковому зазорі перетворюється в тепло, яке призводить до підвищення температури оброблюваного матеріалу. Завдяки цьому вальці використовують для

безперервного живлення каландрів і екструзійних машин стрічкою розігрітого матеріалу. Інтенсивне деформування в міжвалковому зазорі, яке прискорює прогрівання, у цьому випадку бажано. Тому підігрівальні вальці мають коефіцієнт фрикції більший, чим листовальні: 1.3...1.4.

Змішування. Змішування двох або декількох матеріалів, які перебувають у в'язкотекучому стані, або одного в'язкотекучого матеріалу з порошкоподібними твердими компонентами можливо на вальцях завдяки їхньому інтенсивному деформуванню під час перебування в міжвалковому зазорі. На вальцях готують: гумові суміші; композиції на основі ПВХ з добавками стабілізаторів, барвників і ін.; термореактивні композиції для подальшої переробки пресуванням і литтям під тиском.

При готуванні гумових сумішей на вальцях, каучук попередньо обробляють з метою зменшення його в'язкості, а потім у простір, зайнятий запасом 4 (Рис.1.5), послідовно подають порошкоподібні компоненти 3.

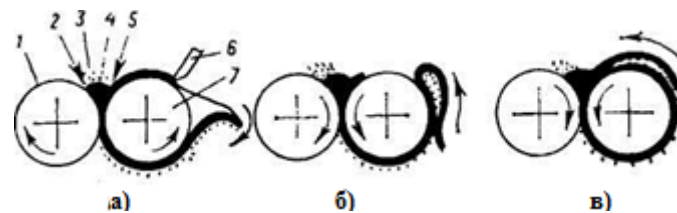


Рис.1.5. Виконання операції підрізання при готуванні гумових сумішей

Кінематика руху матеріалу в запасі така, що ці компоненти, розподіляючись по поверхні запасу і швидкохідного валка 1, зтягуються до міжвалкового зазору у місці, яке показано стрілкою 2 (і в меншому ступені – у місці, яке відзначено стрілкою 5). При цьому вони виявляються переважно на поверхні контакту валка 1 і каучуку в міжвалковому зазорі. На виході із зазору вони прилипають до зовнішньої поверхні шару каучуку на валку 7. Якщо не вживати додаткових заходів, то перехід часток з поверхневого шару в масу каучуку буде дуже тривалим.

Для інтенсифікації змішування виконують прийом підрізання. Переміщенням ножа 6 (Рис.1.5,а) уздовж утворюючого валка відшаровують каучук від валка 7. Відшарована частина під дією власної ваги накладається на

шар, який знову поступає до зазору (Рис.1.5,б). Частки добавок, таким чином, знаходяться вже не на поверхні, а в середині здвоєного шару і у такому вигляді знову затягуються в зазор (Рис.1.5,в). Операції підрізання виконуються протягом циклу змішування багаторазово. Складний рух ножа, що включає в себе підведення до валка, вистій протягом $1/10...1/3$ оберту валка, зсув уздовж утворюючої на задану довжину і відведення від валка, виконується на промислових вальцях сучасних конструкцій автоматично за допомогою спеціального механізму.

Процес досягнення потрібного ступеня змішування гумової суміші виявляється настільки тривалим, що внаслідок дисипації тепла від роботи деформування, суміш нагрівалася б до неприпустимо високих температур, якби у внутрішню порожнину валків не подавалася вода. Також, щоб уникнути перегріву суміші, коефіцієнт фрікції в змішувальних вальцях роблять не більше 1.3, незважаючи на те, що при збільшенні його інтенсифікується деформування і прискорюється процес змішування.

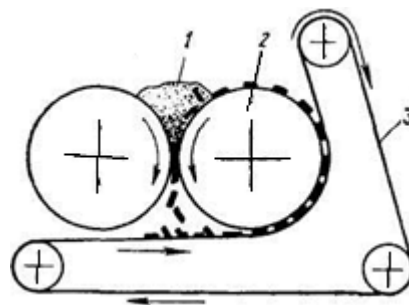


Рис.1.6. Вальцювання сухих сумішей термореактивних композицій:

1 – прибуток; 2 – гарячий валок; 3 – стрічковий транспортер.

При готуванні термореактивних композицій (Рис.1.6) у прибуток 1 подається суха суміш всіх компонентів, включаючи частки зв'язуючого (смоли) розмірами 0,5...3 мм. Змішування починається, коли зв'язуюче переходить у рідкий стан, нагріваючись за рахунок контакту з валками, які обігривають у даному випадку. Однак лише мала частина часток смоли за короткий час за одне перебування в зазорі плавиться і просочує інші компоненти. Основна маса не прилипає до валка 2, а вийшовши із зазору, вільно просипається. Повертає її в

прибуток стрічковий транспортер 3. Транспортер забезпечує практично безперервний контакт матеріалу з гарячим валком 2, інтенсифікуючи прогрів і плавлення смоли.

Пластикація каучуку. При інтенсивному деформуванні каучуку в міжвалковому зазорі в ньому виникають настільки високі напруження зсуву, що під їхнім впливом починається процес механодеструкції – розрив ланцюгових молекул, що призводить до зменшення молекулярної маси й, отже, в'язкості. Ця особливість процесу вальцювання дозволяє підготовлювати високов'язкі каучук і гуму до змішування на змішувальних вальцях.

При зниженні в'язкості каучуку під час пластикації, напруження в ньому зменшуються і процес механодеструкції може припинитися ще до досягнення необхідної молекулярної маси. Підтримувати значні значення напружень при в'язкості, яка знижується, можна за рахунок збільшення інтенсивності деформування за допомогою зменшення міжвалкового зазору. Необхідність зміни зазору виникає і в інших випадках. У зв'язку із цим у всіх конструкціях вальців (і каландрів також) є механізми регулювання зазору. Крім того, у запас вводять додаткові змішувальні елементи – клини (плакат або малюнок).

Рафінування. Ця операція – очищення гумових сумішей, каучуків і регенерату від твердих домішок. Робоча поверхня валків вальців, які рафінують, гладка, бочкоподібна, так що міжвалковий зазор збільшується від середини валків до їхніх країв. Внаслідок цього тверді домішки в оброблюваному матеріалі видавлюються до країв валків і зрізуються там ножами разом із частиною матеріалу.

Дроблення, здрібнювання. Гумовотканинні вироби, які вийшли з експлуатації (переважно автомобільні покришки) піддаються вторинній переробці. Для цього вироб ріжуть на великі шматки, потім піддають дробленню і здрібнюванню з одночасним відшаровуванням часток зруйнованої тканини основи від гуми. Гумова крихта потім піддається девулканизації.

Операції дроблення, здрібнювання і роздиру виконують на вальцях, які мають коефіцієнт фрікції від 3 до 4 (відповідно при дробленні і здрібнюванні).

Завдяки великій різниці окружних швидкостей валків у зазорі і відбувається роздир. Для кращого захвату шматків у зазор, а також щоб уникнути проковзування матеріалу по валках у зазорі, робочі поверхні валків виконуються рифленими.

Промивання і віджимання. Ці операції проводяться найчастіше для очищення натурального каучуку від механічного забруднення при його одержанні і транспортуванні. Вальці для промивання мають коефіцієнт фрікції 1.3...1.4.

При вальцюванні матеріал у вигляді безперервної стрічки, окремих шматків полімерної сировини, сухої суміші порошкоподібних або волокнистих компонентів подається безупинно або періодично в область 1 над зазором 2 між валками (Рис.1.7). Силою тертя, яка виникає при контакті з обертовими валками, матеріал утягується до міжвалкового зазору.

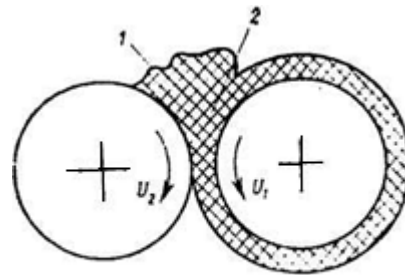


Рис.1.7. Схема розташування валків та руху матеріалу в робочому зазорі вальців

Рух у зазорі, що звужується, супроводжується інтенсивним деформуванням матеріалу і ущільненням його, якщо він завантажується у вигляді пухкої маси. Виконання різноманітних операцій на валкових машинах можливо саме завдяки цьому деформуванню. З метою інтенсифікації деформування робочим поверхням валків часто надають різні окружні швидкості ($U_1 < U_2$). Відношення $\lambda = U_1/U_2$ називається коефіцієнтом фрікції.

Виходячи із зазору у вигляді полоси або заготівки листа, матеріал (якщо він перебуває у в'язкотекучому або пластичному стані) прилипає до одного з валків. Як правило, це валок, робоча поверхня якого має меншу швидкість.

Якщо матеріал обробляється на вальцях з метою змішування, пластикації, розігріву, отримання на півфабрикату, тоді він, вийшовши із зазору і зробивши разом з тихохідним валком повний оберт, знову попадає в область 1 і потім у зазор 2. Таким чином, за час свого перебування на вальцях матеріал піддається деформуванню багаторазово. Цей час (час вальцювання) підбирається таким, щоб у матеріалі встигав завершитися той процес, що визначає сутність конкретної технологічної операції (змішування, прогрів, дроблення і ін.).

Вальці можуть працювати в періодичному і безперервному режимах. При періодичному режимі порція матеріалу завантажується в зону 1 і обробляється протягом часу вальцювання. При його виході із між валкового зазору шар матеріалу на обертовому тихохідному валку підрізається ножом, який переміщується уздовж його утворюючої, і відформованим матеріал у вигляді полоси знімається з поверхні валка у вигляді. При безперервному режимі роботи матеріал постійно подається в одну з кінцевих ділянок області 1, яка простирається по всій довжині валків. При вальцюванні матеріал безупинно зміщується уздовж вісі валка і зрізується у вигляді стрічки на протилежному від зони завантажування його кінці стаціонарно встановленим ножом.

1.2.1. Класифікація і параметри вальців

Знаходять застосування вальці наступних типів: лабораторні (Лб), підігрівальні (Пд), змішувальні (Зм), дробильні (Др), промивні (Пр), розмелючі (Рз), рафінуючі (Рф) і змішувально- підігрівальні (Зм-Пд). Ці типи відрізняються коефіцієнтом фрікції, характером робочої поверхні валків (циліндрична або бочкоподібна, гладка або рифлена) і набором допоміжних механізмів.

У рамках кожного з типів існує розмірний ряд вальців, що відрізняються по довжині і діаметру робочої частини валків. Відповідно до рекомендацій СЕВ, розмірний ряд валків вальців (діаметр X довжина, мм) наступний: 490X800; 550X800; 550X1500; 660X2100 – для переднього стосовно робочого місця

вальцювальника, тихохідного валка; 610X800; 550X800; 550X1500; 600x2100 – для заднього валка.

Позначення типорозміру вальців містить у собі інформацію про їхні параметри. Наприклад, позначення:

$$П\partial 800 \frac{550}{550} П$$

відповідає підігрівальним вальцям, які мають діаметри переднього і заднього валків 550 мм, їхню довжину 800 мм і привід валків, розташований праворуч (П) від них.

1.3. Конструкція та принцип дії каландрів

Принципова конструкція каландрів багато в чому подібна конструкції вальців. На Рис.1.8 **Ошибка! Источник ссылки не найден.** показаний розріз чотирьохвалкового Г-подібного каландра. Станина являє собою дві рами 5 замкнутого контуру, які мають Г-подібні отвори, в яких розташовані корпуси підшипників валків. Підшипники середнього валка 2 укріплені на станині нерухомо. Підшипники верхнього 4 і нижнього 1 валків можуть переміщатися у вертикальному напрямку за допомогою механізмів 6 і 11. Підшипники виносного валка 7 переміщуються в горизонтальному напрямку механізмами 9. Привід валків також здійснюється від електродвигуна через редуктор і встановлені на валках зубчасті пари. Останнім часом одержали поширення каландри, в яких кожен валок з'єднаний карданним валом з одним з вихідних валів спеціального редуктора.

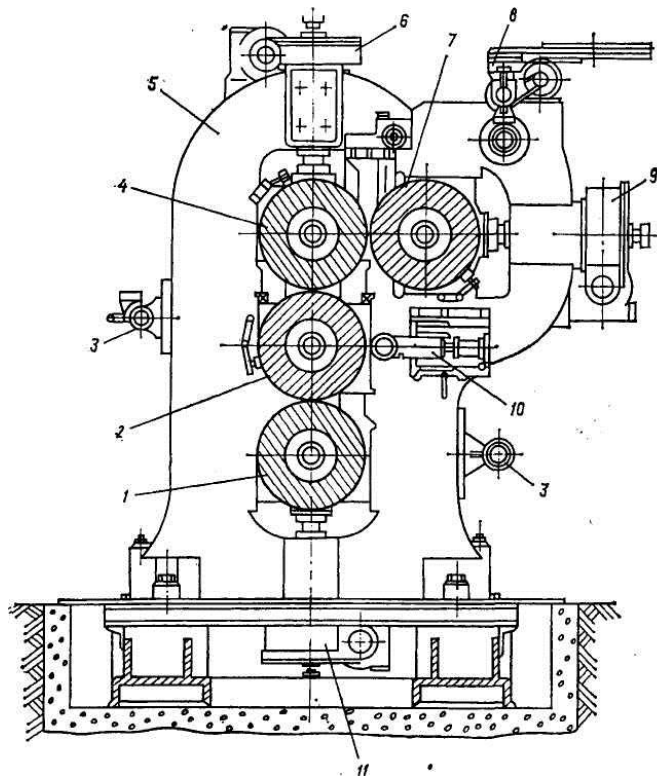


Рис.1.8. Г-подібний чотирьохвалковий каландр:

1 – нижній валок; 2 – середній валок; 3 – напрямні валики; 4 – верхній валок; 5 – рама станини; 6 – механізм регулювання зазору між верхнім і середнім валками; 7 – виносний валок; 8 – живильний пристрій; 9 – механізм регулювання зазору між верхнім і виносним валками; 10 – притискний валик; 11 – механізм регулювання зазору між нижнім і середнім валками

Всі допоміжні механізми живильний пристрій 8, притискний валик 10 і напрямні валики 3 монтується на станини.

На Рис. 1.9 показано конструкція підшипникового вузла валка Г-подібного каландра, який оснащений механізмом перекошу. Корпус 4 має отвір 5, в якому розміщений під'ятник механізму регулювання зазору. При регулюванні зазору корпус 4 зміщується в горизонтальному напрямку, скочуючи при цьому по напрямній станини поверхнями 3 і 9.

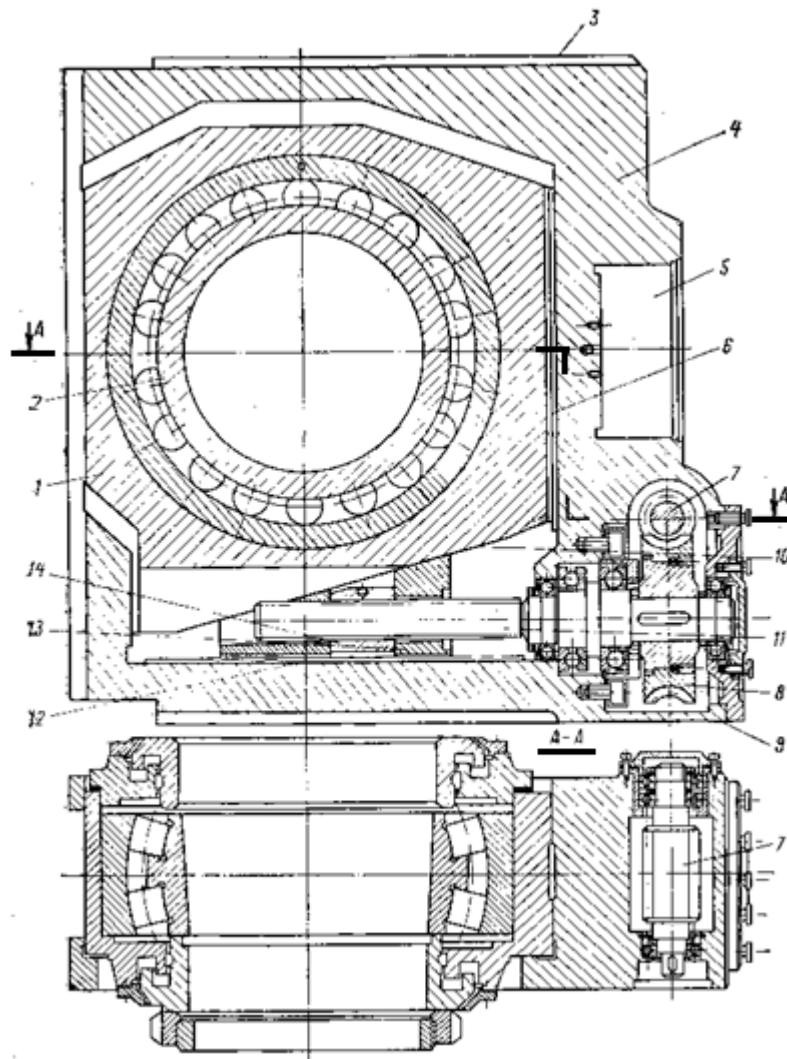


Рис. 1.9. Підшипниковий вузол валка каландра з механізмом перекоосу:

1 – вкладиш; 2 – підшипник; 3, 6, 9, 10, 12 – поверхні ковзання; 4 – корпус підшипника; 5 – отвір для розташування упорного підшипника; 7 – черв'як; 8 – черв'ячне колесо; 11 – ходовий гвинт; 13 – повзун (клин); 14 – гайка

Перекіс валка (поворот його у вертикальній площині) здійснюється зсувом підшипника у вертикальному напрямку: клиновий повзун 13 з укріпленою в ньому гайкою 14 переміщується в горизонтальному напрямку обертовим ходовим гвинтом 11, сковзаючи при цьому по поверхні 12 корпусу і похилій поверхні 10 вкладиша 1. Вкладиш разом з підшипником 2 переміщується при цьому у вертикальному напрямку, сковзаючи по поверхні корпусу 6.

Ходовий гвинт приводиться в обертання черв'ячною парою 7 і 8. Черв'яки 7 механізмів перекоосу обох підшипників валка мають єдиний привод від

електродвигуна, так що зсув підшипників відбувається одночасно. Ходовий гвинт одного з механізмів має праву нарізку, а іншого – ліву, тому вертикальні зсуви підшипників і кінців валка протилежні по напрямку. Максимально можливі зсуви досягають 20...40 мм. Ці значення виявляються достатніми, щоб компенсувати прогин валків, який у середній їхній частині може досягати 0,1...0,2 мм.

1.3.1. Операції, які виконуються на каландрах

На каландрах одержують листові заготівлі із сирих гумових сумішей, листи і плівки з термопластичних матеріалів товщиною від 0,05 до 2 мм, лінолеум, а також листи і плівки із двох шарів різних матеріалів (накладання шарів називають дублюванням). Крім того, на каландрах виконують операції по однобічній або двосторонній обкладці або промазці тканин і корду гумовою сумішшю, а також операцію тиснення поверхні вже сформованого листового матеріалу.

Принцип роботи каландрів розглянемо за схемою технологічних процесів, що здійснюються на двох найпоширеніших конструкціях - з трикутним і S-образним розташуванням валків.

На каландрі з трикутним розташуванням валків можна провести одностороннє облицювання (Рис. 1.10, а) або промазування тканин, дублювання гумових листів або прогумованих тканин, тощо.

Гумова суміш подається в зазор між валками 1 і 6 і направляється в щілину, утворену валками 6 і 5. У тому ж зазорі між валками 5 і 6 через натягнутий ролик систему 3, валики 4 і 2 подається кордова або бавовняна тканина, що підлягає облицюванню. При виході із зазору тканина з накладкою через ролик систему 8 витягується з машини. На виході з машини за допомогою ножа 9 відрізаються надлишкові бічні частини за допомогою пристрою 7 і повертаються в зазор між валками 1 і 6.

На Рис. 1.10, б показана технологічна схема промазування тканин. Відмінною особливістю даної схеми є гальмівний пристрій І для подачі тканини в

зазорі між валками 5 н 6 і приводним приймачем 8, що обертається від ланцюгової передачі.

При листуванні гуми (Рис. 1.10, в) використовується валик 4 з дисковими ножами для обрізки країв і повернення їх в зазор.

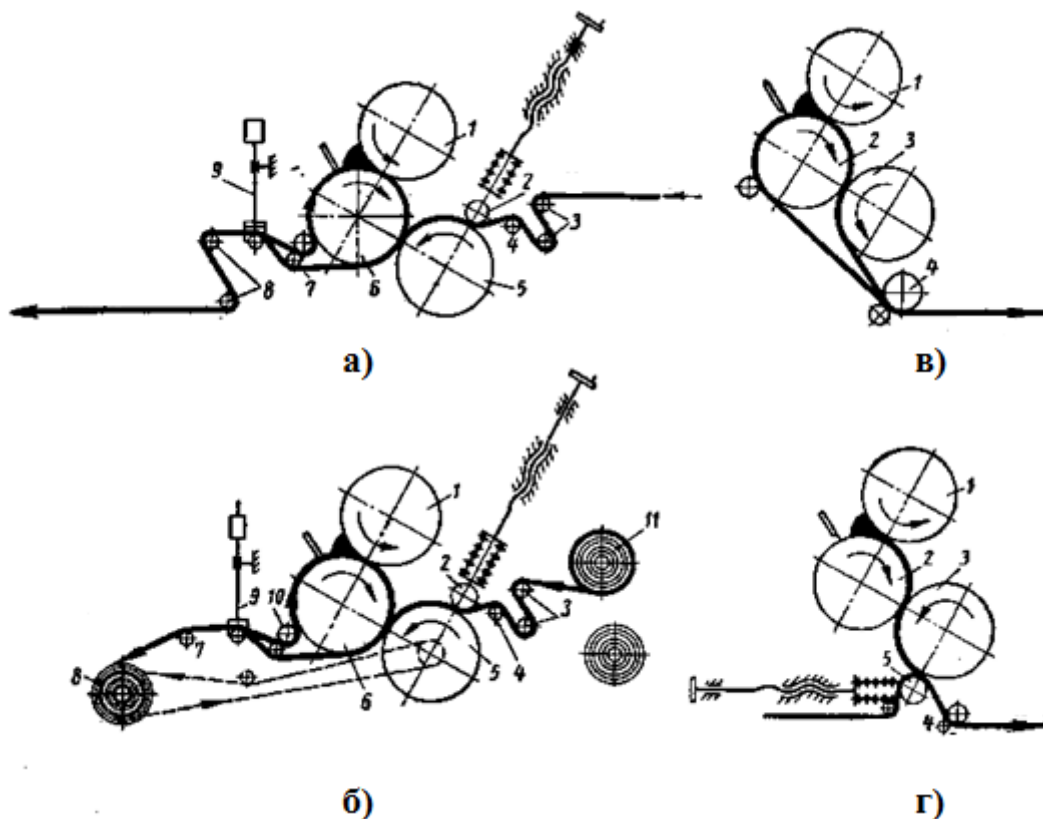


Рис. 1.10. Схеми дублювання листових виробів

а - односторонньої обкладки корда гумою (1,5, 6 - валки; 2 - притисний валик; 3 - натяжні ролики; 4 - валик; 7 - пристосування для повернення обрізаної кромки; 8 - відвідні ролики; 9 - ніж); б - промазання тканин (1,5, 6 - валки; 2 - притисний валик; 3 - натяжні ролики; 4 - валик; 7 - підтримуючий ролик; 8 - приймальний пристрій; 9 - ніж; 10 - пристосування для повернення обрізаної кромки; 11 - гальмівний пристрій); в - листування (1, 2, 3 - валки; 4 - ролик з дисковими ножами); 2 - дублювання гумових листів (1,2,3 - валки; 4 - ролик з дисковими ножами; 5 - пресувальний валик)

На Рис. 1.10, г показана схема дублювання гумових листових виробів. В цьому процесі застосовується спеціальний пресуючий валок 5, через який подається гумовий лист або прогумована тканина; при видаленні дубльованого листа використовується валик 4 з дисковими ножами для обрізки кромки.

Порядок виконання цих операцій на універсальному чотирьохвалковому каландрі представлено на Рис. 1.11. Як видно з Рис. 1.11,а, каландр крім основних робочих органів (чотирьох валків 1, 2, 6 і 7) має декілька допоміжних механізмів: транспортери для подачі гумової суміші (4 і 10) і для прийому готового виробу або напівфабрикату (5); приводні (5 і 11) або вільно обертові (3, 12, 13, 14) ролики для протягування, направлення або притиску до валка листових матеріалів; нарешті, кронштейн 15 для установки на ньому шпуль, на які намотується (або з яких змотується) рулонний матеріал.

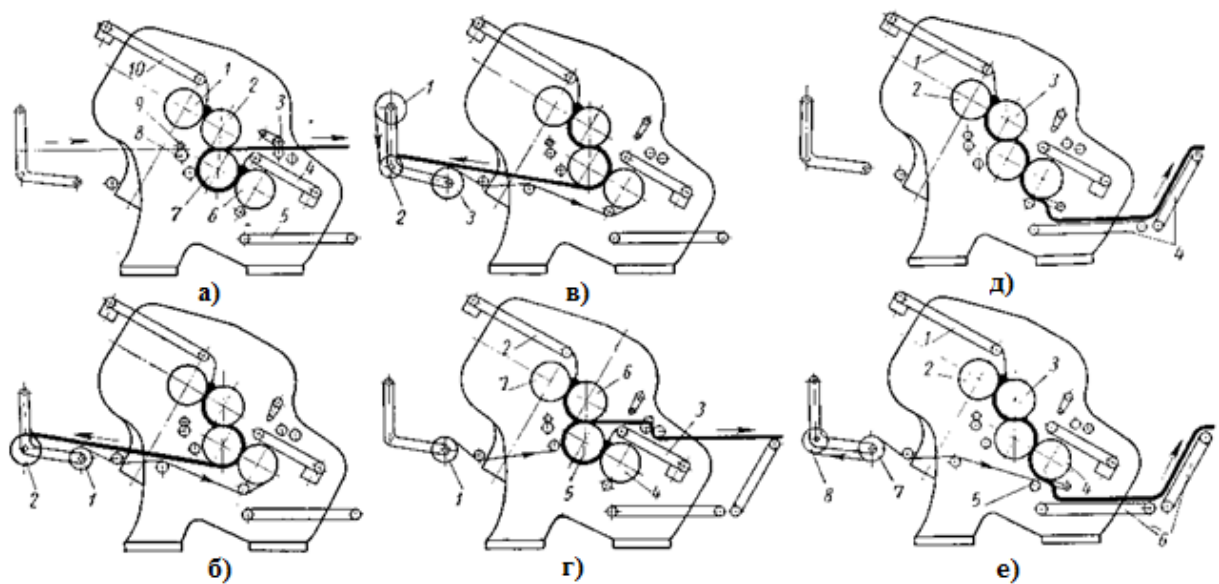


Рис. 1.11. Схеми виконання різних технологічних операцій на чотирьохвалковому каландрі

Двостороння обкладка металокордного полотна (Рис. 1.11,а). Корд 16 приводним 8 і притискним 9 роликми подається в зазор між валками 2 і 7. Гумова суміш у вигляді стрічки транспортерами 10 і 4 безупинно подається в зазори між валками 1 і 2, а також 6 і 7 відповідно. Виходячи із цих зазорів, суміш у вигляді двох листів накладається на корд зверху і знизу і разом з ним надходить у зазор між валками 2 і 7. У зазорі під дією тиску суміш проникає в порожнини між нитками корду і монолітизується з ним. Готовий матеріал приймається приводним 11 і відкидним притискним 3 роликми. Фрікція між валками 2 і 7, які здійснюють обкладку, невелика або зовсім відсутня.

Однобічна обкладка тканини (Рис. 1.11,б). Тканина, змотуючись із рулону 1, проходить через три напрямні ролики і зтягується в зазор між валками 3 і 4, куди надходить також і гумова суміш. Перш ніж потрапити в зазор, тканина перебуває в контакті з гарячим валком 4 і прогрівається. Це підвищує надійність наступного з'єднання її з гумовою сумішшю. Обкладка здійснюється при відсутності фрікції між валками 3 і 4. При промазці коефіцієнт фрікції може мати значення до 1.4. Різниця швидкостей валків сприяє більш глибокому проникненню гуми в пори тканини. Після виходу із зазору готова тканина намотується на середню приводну шпулю 2.

Якщо необхідно виконати обкладку другої сторони тканини (Рис. 1.11,в), то рулон знімають із середньої шпулі 2 і встановлюють знову на нижню шпулю 3, на верхній же шпулі 1 встановлюється рулон прокладочної тканини. Обкладка здійснюється, як показано на Рис. 1.11,б. На шпулю 2 разом із тканиною, яка покрита із двох сторін сумішшю, намотується прокладочна тканина (плівка). Вона запобігає злипанню продукту в рулоні.

Одночасна двостороння промазка (Рис. 1.11,г). Тканина змотується із рулону 1, валиком 2 притискається до гарячої суміші на валку 3 і потім потрапляє в зазор між валками 3 і 4, де зустрічається з другим шаром суміші. Приводним 5 і притискним 6 роликми прогумована тканина подається на наступну обробку або на намотування в рулон із прокладочною тканиною.

Дублювання (Рис. 1.11,д). Його виконують, якщо, наприклад, на прогумовану із двох сторін тканину необхідно накласти додатковий шар гумової суміші. Прогумована тканина змотується з рулону 1, причому прокладочну тканину, яка запобігає злипанню рулону, відразу намотують на шпулю 2. Підлягаюча дублюванню тканина, проходячи через напрямні валики, притискним валиком 3 притискається до шару гумової суміші на валку 4 і відразу подається на прийомний транспортер 5.

Листовання гумової суміші (Рис. 1.11,е). Гумова суміш транспортером 1 подається в зазор між валками 2 і 3 для попереднього калібрування. Наступне

двократне перебування в міжвалкових зазорах забезпечує високу точність остаточного калібрування. Готовий лист поступає на транспортер.

1.3.2. Класифікація і параметри каландрів

По технологічним ознакам каландри поділяються на листовальні, промазочні, обкладочні (дублюючі) і тиснільні. Ці типи каландрів, так само як і вальці, розрізняються коефіцієнтом фрикції і набором допоміжних механізмів. Всі вони випускаються із приводом, що дозволяє змінювати частоту обертання валків в інтервалі 1...10 с⁻¹. Мінімальна (заправна) окружна швидкість поверхні валків повинна бути не більше 6 м/хв.

Крім відзначених спеціалізованих типів випускаються універсальні лабораторні і промислові каландри. Конструкція останніх передбачає безступінчасту зміну коефіцієнта фрикції валків і досить повний набір допоміжних механізмів.

Основні класифікаційні конструктивні ознаки каландрів – це число валків, розміри і їх взаємне розташування.

Ряд довжин валків каландрів визначений у такий спосіб: 320; 500; 600; 1250; 1500; 2800 мм. Рекомендації СЕВ містять такий розмірний ряд валків каландрів (діаметр Х довжина, мм): 500Х1250; 710Х1800; 950Х800. Позначення каландрів (наприклад, 3–710–1800П) містить інформацію про кількість валків (3), їхній діаметрі (710 мм) і довжину (1800 мм), а також про розташування приводу (П-праве).

Розділ 2. Параметричні розрахунки

2.1. Розподіл швидкості течії і в'язкості матеріалів у міжвалковому зазорі

Матеріал, перебуваючи у в'язкотекучому стані, в зоні запусу вальців прилипає до робочих поверхонь валків, які мають окружні швидкості U_1 і U_2 , зтягується ними до міжвалкового зазору з висотою h , яка є змінною по його довжині (Рис. 2.1). Область деформування матеріалу у міжвалковому зазорі лежить між координатою верхньої точки запусу x_H і координатою x_K , при якій шар матеріалу відривається від робочої поверхні одного з валків (у цьому випадку – від поверхні лівого валка). За умов інтенсивного деформування матеріалу в цій зоні виникає тиск p . Тому що на початку і наприкінці зони (тобто при x_H і x_K) тиск дорівнює нулю, то епюра розподілу тиску p уздовж координати x повинна мати максимум при деякій координаті x_M .

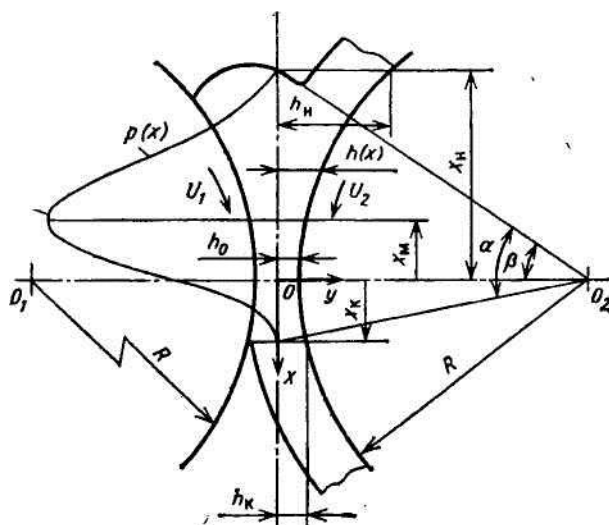


Рис. 2.1. Схема плинину матеріалу в міжвалковому зазорі

Так як центральний кут α , який охоплює зону деформування, як правило, дуже малий, то вектори окружних швидкостей валків U_1 і U_2 (отже і вектори швидкостей часток матеріалу в цій області) практично паралельні вісі x . У зв'язку із цим вважається, що існують тільки компоненти швидкостей матеріалу і валків, які спрямовані уздовж вісі x . Також вважається, що швидкості валків рівні:

$$U_1 = U_2 = U.$$

Картина плин у вазорі в цьому випадку стає симетричною щодо вісі x . Рекомендації з урахування реально існуючої фрікції будуть дані нижче.

Рівняння руху матеріалу при даних допущеннях:

$$\frac{d_p}{d_x} = \eta \frac{d^2 v}{dy^2} \quad (2.1)$$

де v – швидкість матеріалу.

Більшість оброблюваних на вальцях і каландрах матеріалів являє собою неньютонівські рідини, тому η є функцію інтенсивності деформування матеріалу в міжвалковому зазорі.

Граничні умови такі:

$$\text{а) } \left. \frac{dv}{dy} \right|_{y=0} = 0; \quad \text{б) } v|_{y=\pm h(x)} = U; \quad \text{в) } p|_{x=x_H} = 0; \quad \text{г) } p|_{x=x_x} = 0$$

Приблизно приймаючи, що p і d_p/d_x не залежать від y , виконується інтегрування рівняння руху по v на інтервалі від 0 до y при граничних умовах (а):

$$\frac{dv}{dy} = \frac{1}{\eta} \frac{d_p}{d_x} y. \quad (2.2)$$

Виконуючи інтегрування цього рівняння по y на інтервалі від h до y при граничній умові (б), отримується формула для поля швидкостей у зазорі:

$$v(y, x) = U - \frac{h^2 - y^2}{2\eta} \frac{dp(x)}{dx} \quad (2.3)$$

Із цієї залежності видно, що швидкість має дві складові. Епюри цих складових у перетинному перерізі зазору, що відповідають першому (I) і другому (II) доданкам, показані на Рис. 2.2,а. Перша складова по всьому перетину дорівнює окружній швидкості валків U і визначає змушений потік у зазорі. Наявність другої складової обумовлена перепадом тиску в зазорі. Напрямок цієї складової, як видно з отриманої залежності, визначається знаком похідної dp/dx : на ділянці зростання тиску (ділянка від x_H до x_M на Рис. 2.2) напрям її протилежно змушеному потоку, і результуюча еюра швидкостей виглядає так, як це показано на Рис. 2.2,а.

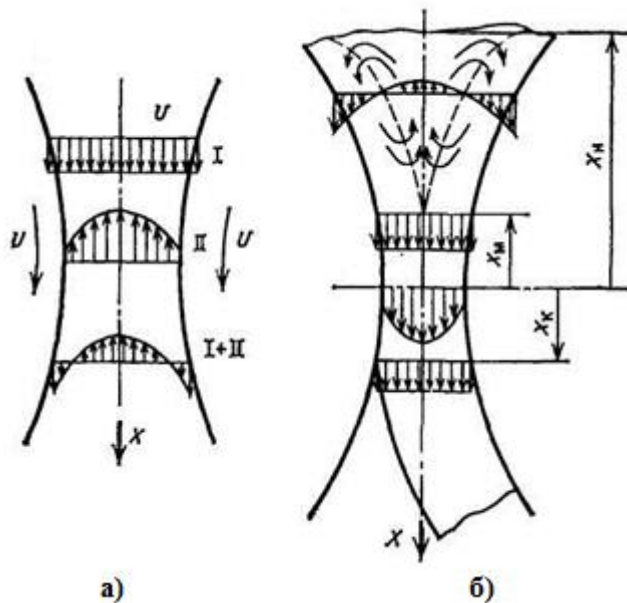


Рис. 2.2. Поле швидкостей у міжвалковому зазорі

Як видно, швидкість серединної області результуючого потоку спрямована убік, протилежний напрямку обертання валків.

Ширина області зворотнього плинину (відзначена штриховими лініями на Рис. 2.2,б) зменшується в напрямку x і при x_M стає рівної нулю: при x_M похідна d_p/d_x дорівнює нулю, тобто другий доданок відсутній. На ділянці від x_M до x_K напрями обох складових збігаються.

Наявність області зворотнього плинину обумовлює циркуляцію матеріалу у верхній частині зазору (на Рис. 2.2,б показана стрілками), що істотно інтенсифікує процес змішування.

Витрата q через зазор на одиничній ширині його в напрямку осі валка визначається інтегралом:

$$q = 2 \int_0^h v dy \quad (2.4)$$

Вводячи залежність для швидкості в це рівняння, отримується наступний вираз для витрати:

$$q = 2h \left(U - \frac{h^3}{3\eta} \frac{dp}{dx} \right) \quad (2.5)$$

Варто врахувати залежність величини зазору від координати x .

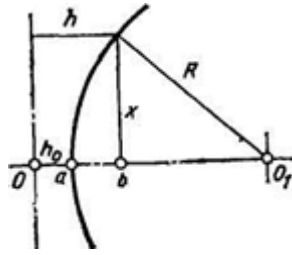


Рис. 2.3. До виводу функції $h(x)$

Змінні h і x пов'язані геометричним співвідношенням (Рис. 2.3):

$$h = Oa + ab = Oa + (aO_1 - O_1b) = h_0 + (R - \sqrt{R^2 - x^2}) = h_0 + R - R\sqrt{1 - (x/R)^2},$$

де h_0 — значення h при $x=0$.

Розкладаючи радикал цього рівняння в ступеневий ряд і обмежувачись двома його доданками, отримується:

$$\sqrt{1 - (x/R)^2} \approx 1 - 0.5(x/R)^2.$$

Вводячи отримане вираження в рівняння для визначення величини h , отримується залежність $h(x)$:

$$а) h = h_0(1 + \xi^2);$$

$$б) \xi = x / \sqrt{2Rh_e},$$

де ξ — безрозмірний аналог координати x ; фіксованим значенням x_H, x_M, x_K відповідають значення ξ_H, ξ_M і ξ_K .

Щоб одержати формулу, яка описує розподіл тиску по координаті ξ , потрібно розв'язати формулу для поля швидкостей у зазорі відносно dp/dx і потрібно ввести в отриманий вираз замість x нову змінну ξ , а також функцію h , яка отримана раніше:

$$\frac{dp}{d\xi} = \sqrt{\frac{2R}{h_0} \frac{3\eta U}{h_0} \frac{1 + \xi^2 - q/(2Uh_0)}{(1 + \xi^2)^2}} \quad (2.6)$$

Похідна d_p/d_ξ обертається в нуль при двох значеннях ξ , які представляють собою корні квадратного рівняння:

$$1 + \xi^2 - q/(2Uh_0) = 0.$$

Ці корні дорівнюють один одному по абсолютній величині і протилежні за знаком:

$$\xi_1 = -\sqrt{q/(2Uh_0) - 1}; \quad \xi_2 = +\sqrt{q/(2Uh_0) - 1}.$$

Очевидно, що перший корінь відповідає максимальному значенню $p(\xi)$ при ξ_M (Рис. 2.3). Другий же корінь може дорівнювати тільки координаті ξ_K , при якій матеріал залишає область деформування. Дійсно, екстремум (точніше, мінімум) на кривій $p(\xi)$ не може існувати в інтервалі $\xi_M < \xi < \xi_K$, тому що в протилежному випадку або не буде задоволена гранична умова (г), або виникне область негативних тисків, але обидва ці варіанта суперечать фізичному уявленню про процес у рамках прийнятих допущень. Таким чином:

$$\xi_M = \xi_1; \quad \xi_K = \xi_2.$$

У рівнянні для $dp/d\xi$ складові $1-q/(2Uh_0)$, що розташовані у чисельнику третього співмножника, можна зв'язати зі значенням другого кореня ξ_2 . Потрібно замінити його на ξ_K^2 і виконати інтегрування по ξ , використовуючи граничну умову (г):

$$p(\xi) = \frac{3\eta U}{4h_0} \sqrt{\frac{R}{2h_0} [f_1(\xi_K, \xi) + c(\xi_K)]} \quad (2.7)$$

де:

$$f_1(\xi_K, \xi) = (\xi^2 - 5\xi_K^2\xi - 1)\xi/(1 - \xi^2)^2 + (1 - 3\xi_K^2)\text{arctg}\xi$$

$$c(\xi_K) = \frac{1+3\xi_K^2}{1+\xi_K^2} \xi_K - (1 - 3\xi_K^2)\text{arctg}\xi_K.$$

Ця залежність повинна задовольняти також і граничній умові (в), тому прийнявши $p=0$ і ξ замінивши на значення ξ_H , отримується співвідношення:

$$f_1(\xi_K, \xi)|_{\xi=\xi_H} = -c(\xi_K).$$

Це співвідношення встановлює взаємозв'язок між координатами входу матеріалу в зону деформування і виходу з неї. У графічному вигляді ця залежність представлена на Рис.2.4.

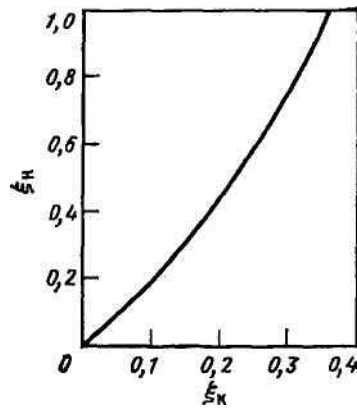


Рис.2.4. Залежність між ξ_n і ξ_k .

Для випадку вальцювання із фрикцією можна отримати формули і співвідношення, які повністю подібні наведеним вище, однак в них замість U необхідно підставляти середню швидкість валків:

$$\bar{U} = (U_1 + U_2)/2$$

2.2. В'язкість матеріалу в зазорі

В'язкість, яка входить в усі наведені вирази, залежить від швидкості деформування матеріалу (швидкості зсуву) і температури його в зазорі. Швидкість зсуву і температура істотно різні в різних зонах зазору, однак всі розрахунки, наведені в цих розділах, зроблені при допущенні, що в'язкість матеріалу у всій області зазору постійна, але залежить від середніх у зазорі швидкості зсуву і температури. Необхідно знайти вирази для середньої швидкості зсуву.

У формулі для розподілу швидкостей:

$$v(y, x) = U - \frac{h^2 - y^2}{2\eta} \frac{dp(x)}{dx} \quad (2.8)$$

змінні x и y потрібно замінити їхніми безрозмірними аналогами:

$$x \rightarrow \xi = \frac{x}{\sqrt{2Rh_0}},$$

$$y \rightarrow \phi/y,$$

і ввести вираз для похідної $dp/d\xi$. Таким чином, можна одержати рівняння, яке описує поле швидкостей у міжвалковому зазорі:

$$v(\xi, \psi) = U[3\psi^2(\xi^2 - \xi_k^2) + 3\xi_k^2 - \xi^2 + 2]/[2(1 + \xi^2)] \quad (2.9)$$

Взявши похідну по y , отримується формула для швидкості зсуву:

$$\dot{\gamma}(\xi, \psi) = \frac{dv}{dy} = \frac{dv}{d\psi} \cdot \frac{d\psi}{dy} = \frac{3U\psi(\xi^2 - \xi_k^2)}{h_0(1 + \xi^2)^2} \quad (2.10)$$

Звідси видно, що в кожному з перетинних перерізів зазору (тобто при будь-якій координаті ξ швидкість зсуву дорівнює нулю в середині перетину (при $\psi=0$) і максимальна біля стінок валків (при $\psi=1$). Середньоарифметичне значення швидкості зсуву в перетині дорівнює:

$$\frac{\dot{\gamma}(\xi, 0) + \dot{\gamma}(\xi, 1)}{2} = \frac{3U}{2h_0} \frac{\xi^2 - \xi_k^2}{(1 + \xi^2)^2} \quad (2.11)$$

Із цього випливає, що середня в перетині швидкість зсуву дорівнює нулю на виході із зазору (при $\xi = \xi_k$) і максимальна по абсолютній величині при $\xi=0$. Таким чином, середнє в зазорі значення швидкості зсуву:

$$\dot{\gamma} = 3U\xi_k^2/(4h_0) \quad (2.12)$$

При всіх обчисленнях в'язкість потрібно визначати з урахуванням швидкості зсуву, отриманої по цій залежності.

Потужність приводу при обертанні валків, що утворюють зазор, витрачається на деформування матеріалу в ньому, внаслідок чого останній прогрівається. Таким чином, температура матеріалу на виході із зазору T_K виявляється більшою, ніж на вході в нього T_H . Середню в зазорі температуру T можна приблизно визначити по формулі:

$$\bar{T} = (T_H + T_K)/2$$

причому температура матеріалу, що надходить у зазор, як правило, відома.

Величина T_K може бути обчислена з рівняння енергетичного балансу:

$$2W = Q\rho c(T_K - T_B),$$

де W – потужність приводу одного валка, $W = M_\omega$; $Q = qL$ –

продуктивність; ρ і c – питома вага і питома теплоємність матеріалу відповідно.

Слід зазначити, що потужність W сама залежить від T , отже, від невідомої T_K . Вводячи в рівняння енергетичного балансу вирази для W , M і приймаючи $T = 0,5(T_H + T_K)$, можна отримати трансцендентне рівняння для визначення T_K :

$$6\omega LUR \sqrt{\frac{2R}{h_0}} m_0 \gamma^{n-1} \exp\left[\frac{2E}{R(T_H + T_K)}\right] f_3(\xi_H, \xi_K) = Q\rho c(T_K - T_H) \quad (2.13)$$

Рішення цього рівняння можливо шляхом ітеративної процедури на ЕОМ.

При каландруванні термопластичних матеріалів і низьков'язких гумових сумішей підвищення температури матеріалу в зазорі невелике і його можна не враховувати, однак у випадку високов'язких гумових сумішей розрахунок розпірного зусилля і потужності приводу валків повинно виконуватися з використанням значення в'язкості при розрахованій температурі.

2.3. Розрахунок розпірних зусиль і потужності приводу

Тиск p , який розвивається в області деформування в міжвалковому зазорі, створює розпірне зусилля T , що намагається розсунути валки (Рис.2.5). Тому T :

$$T \approx \int_{x_H}^{x_K} p(x) L dx \approx \sqrt{2Rh_0} \int_{\xi_K}^{\xi_K} p(\xi) L d\xi \quad (2.14)$$

Зусилля T спрямовані до центрів валків ПРО1 і ПРО2, однак не лежать на лінії їхніх центрів, тому що епюра тиску $p(x)$ не є симетричною щодо осі y . Зсув напрямку дії T від лінії центрів невеликий внаслідок малого кута α , що охоплює зону деформування. Тому при силовому розрахунку і розрахунках на міцність вальців і каландрів цим зсувом можна зневажити.

Знак наближеної рівності в останньому виразі пояснюється тим, що T є алгебраїчною сумою елементарних сил $p(x)Ldx$, що суворо відповідає дійсності, якщо сили мають один напрям. Реально ж напрям їхньої дії залежить від координати їхньої складової в напрямку x , тому що вони діють нормально до циліндричної поверхні валка. Наближення проте досить точне, оскільки кут охоплювання невеликий.

Уводячи у вираження для T залежність розподілу тиску $p(\xi)$, можна одержати формулу для розрахунку розпiрного зусилля:

$$T = \left(3\eta \frac{RU}{4h_0} \right) f_2(\xi_H, \xi_K) \quad (2.15)$$

де:

$$f_2(\xi_H, \xi_K) = \left(\frac{\xi_H + \xi_K}{1 + \xi_H^2} \right) (\xi_H - \xi_K + 5\xi_K^3(1 + \xi_K^2)) + (1 - 3\xi_K^2) (\xi_K^2 \arctg \xi_K - \xi_H \arctg \xi_H)$$

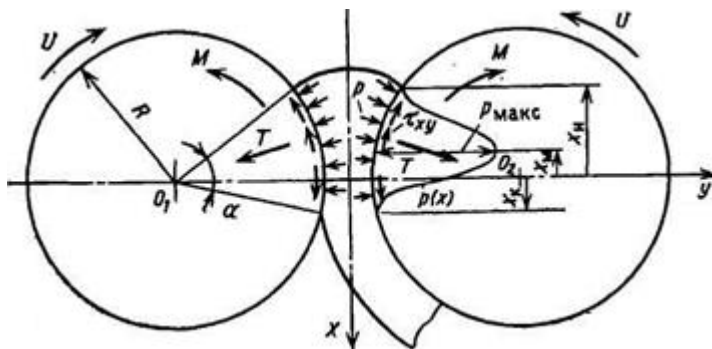


Рис.2.5. Схема силових факторiв, якi дiють на робочу частину валка

Для спрощення розрахункiв f_2 представлена як функцiя однiєї змiнної ξ_K на Рис.2.6, тому що мiж змiнними ξ_H i ξ_K iснує однозначний взаємозв'язок (Рис.2.4).

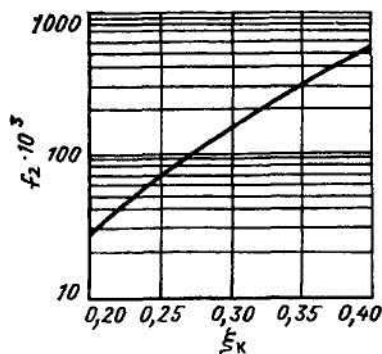


Рис.2.6. Залежнiсть f_2 як функцiя однiєї змiнної ξ_K

З боку матерiалу, який деформується, на поверхнi валка дiють дотичнi напруження τ_{xy} , що створюють момент опору обертанню валка M (Рис.2.5).

Елементарна окружна сила d , що дiє на поверхню валка, дорiвнює:

$$dF = \tau_{xy} (y = h) L dx \quad (2.16)$$

Вiдповiдний їй елементарний момент опору d дорiвнює:

$$dM = RdF$$

Підставши і виконавши інтегрування на інтервалі від x до x_K , можна одержати вираз для повного моменту опору:

$$M = RL \int_{x_H}^{x_K} \tau_{xy}(x) \Big|_{y=h} dx = RL \sqrt{2Rh_0} \int_{\xi_K}^{\xi_K} \tau_{xy} \xi \Big|_{y=h} d\xi \quad (2.17)$$

Функція $\tau_{xy}(x)y = h$ визначається наступним чином. Рівняння руху матеріалу в міжвалковому зазорі має вигляд:

$$dp/dx = d\tau_{xy}/dy,$$

причому напруження зсуву в матеріалі пов'язані зі швидкістю зсуву таким способом:

$$\tau_{xy} = \eta(dv/dy).$$

При врахуванні граничної умови (а) (симетрія) треба:

$$\tau_{xy} \Big|_{y=0} = 0$$

Виконавши інтегрування по y при цих нових граничних умовах, можна отримати:

$$\tau_{xy} = \frac{dp}{dx} y = \frac{1}{\sqrt{2Rh_0}} \frac{dp}{d\xi} y \quad (2.18)$$

Звідси видно, що напрям τ_{xy} визначається знаком похідної dp/dx : вона змінює знак при $x=x_M$. Таким чином, дотичне напруження τ_{xy} в інтервалі $x_H < x < x_M$ перешкоджає обертанню валка. При переході в інтервал $x_M < x < x_K$ дотичне напруження τ_{xy} змінює напрям і тут вже сприяє його обертанню. Однак внаслідок несиметричності епюри $p(x)$ щодо ординати r_{\max} ширина першого з відзначених інтервалів істотно більше, так що рівнодіюча від дотичних напружень у цьому інтервалі перевищує рівнодіючу для другого, нижнього інтервалу. У підсумку момент M буде спрямований убік, протилежний обертанню.

Введемо в цей вираз залежність для M і виконаємо інтегрування. Для цього попередньо приймаємо, що $y=h$ і для h підставимо отримані раніше залежності $h = h_0(1 + \xi^2)$. Вираження для $dp/d\xi$ прийемо у вигляді:

$$\frac{dp}{d\xi} = \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \frac{3\eta U}{h_0} \frac{1 + \xi^2 - q/(2Uh_0)}{(1 + \xi^2)^2} \quad (2.19)$$

в якому складова $1 - q/(2Uh_0)$, як і раніше, заміни на:

$$\xi_2 = +\sqrt{\frac{q}{2Uh_0} - 1}$$

$$\xi_2 = \xi_K$$

$$-\xi_K^2 = 1 - \frac{q}{2Uh_0}$$

Тоді вираз для розрахунку моменту опору обертанню валка М:

$$M = 3LU\eta R \sqrt{2R/h_0} f_3(\xi_x, \xi_k) \quad (2.20)$$

де

$$f_2(\xi_x, \xi_k) = (1 - \xi_k^2)(\arctg \xi_k - \arctg \xi_H) + (\xi_H + \xi_H \xi_k^2 + \xi_k + \xi_x^2 \xi_k)/(1 + \xi_H^2).$$

Потужність W, яка необхідна для обертання валка, визначається як:

$$W = M_\omega$$

де ω – кутова швидкість обертання валка.

При розрахунках потужності привода валків необхідно враховувати к.к.д. всіх елементів привода. Обов'язковим також є облік втрат потужності в підшипниках валків. Внаслідок великих розпірних зусиль, які передаються з валків на підшипники, ці втрати значні.

2.4. Продуктивність валкових машин

Валкові машини можуть працювати періодично (повторне проходження оброблюваного матеріалу через зазор) і безперервно (одноразове проходження матеріалу через зазор). Відповідно, повинна розраховуватися продуктивність верстата.

Продуктивність серійних валкових машин (змішувальних, листувальних, нагрівальних) залежить від разового об'ємного завантаження матеріалу, циклу обробки матеріалу, їх розмірів і коефіцієнта використання машинного часу

Продуктивність Q дорівнює:

$$Q = qL, \quad (2.21)$$

де L – робоча довжина валка.

Раніше отримано:

$$\xi_2 = +\sqrt{\frac{q}{2Uh_0} - 1}$$
$$\xi_2 = \xi_k$$

Потрібно вирішити ці рівняння відносно q :

$$q = 2Uh_0(\xi_k^2 + 1) \quad (2.22)$$

Таким чином, при відомому ξ_k , визначається продуктивність валкової машини.

Якщо зневажити пружньою післядією на виході матеріалу з області деформування в міжвалковому зазорі, то товщина одержуваного аркуша δ дорівнює висоті зазору $2h_k$ при координаті x_k :

$$\delta = 2h_k \equiv 2h\xi|_{\xi-\xi_k} \quad (2.23)$$

Координата ξ_k залежить від ξ_H , тобто від величини запасу, що може регулюватися оператором каландра. Однак збільшення запасу понад деяку критичну величину $\xi_{H\max}$ призводить до того, що матеріал в області $\xi > \xi_{H\max}$ вже не зачеплюється валками і не перебуває в контакті з ними. Величина $\xi_{H\max}$ визначається наступною умовою захвату матеріала валками:

$$\beta \leq \arctg(f),$$

де β – кут захвату матеріала;

f – коефіцієнт тертя матеріала по поверхні валка.

Умова для визначення $\xi_{H\max}$, яка звідси випливає, має вигляд:

$$\xi_H^{\max} = \xi_H|_{\beta-\beta_{\max}-\arctg f}$$

Таким чином, порядок обчислення товщини листа, який виходить з валкової пари наступний: за значенням f визначають значення кута захвата β ; обчислюють $x_n = R \cdot \operatorname{tg}(\beta)$, знаходять ξ_n і за графіком визначають ξ_k . Далі обчислюють x_k , потім обчислюють h_k і δ .

Розділ 3. Конструкція базових механізмів вальців та каландрів

3.1. Конструкція валків вальців і каландрів

Валки вальців є основними робочими органами валкових машин. Типова конструкція валків вальців представлена на Рис.3.1 та Рис.3.2.

Середня частина валка, що стикається з матеріалом, що переробляється, називається бочкою. По обидва боки бочки розташовані шийки L_3 (цапфи) валка, на які встановлюються на підшипникові вузли.

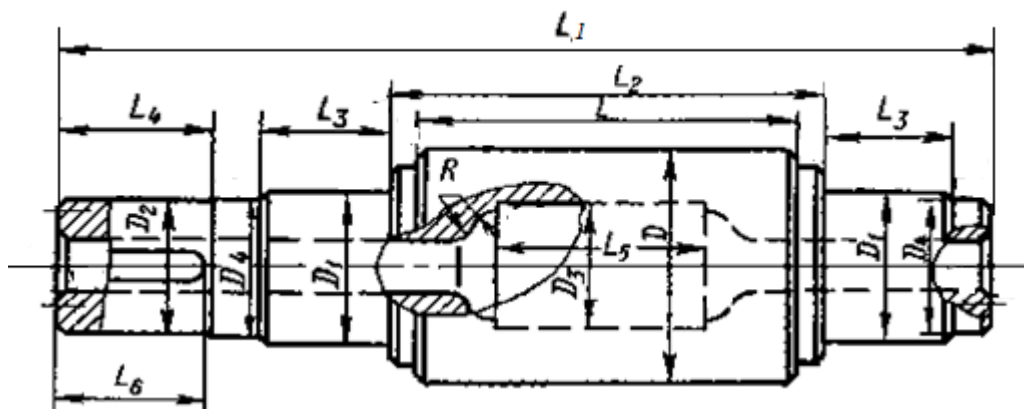


Рис.3.1. Передній валок гумообробних вальців

Кінцеві частини валка L_4 призначена для з'єднання його з муфтою або шпинделем виконуються циліндричної форми зі шліцевими або шпонковими канавками.

Бочки L_2 валків виконуються гладкими чи рифленими залежно від призначення машини.

Валки вальців виконуються порожнистими, внутрішні поверхні розточуються. При переробці полімерних матеріалів та гум необхідно відводити або підводити значні теплові потоки до валків. Теплоносій підводиться у внутрішню порожнину валка. В останніх конструкціях вальців з метою прискорення нагрівання зовнішньої поверхні, створення умов для покращення

регулювання теплового режиму та зменшення теплової інерції валки виготовляються зі свердленими каналами, які рівномірно розподіляються по колу валка на відстані 25-40 мм від поверхні бочки L_1 валка. Діаметр каналів 30-40 мм.

Однією з основних показників якості валка є твердість його робочої поверхні, т. е. робочого шару бочки. Валки відливаються, як правило, у кокіль із чавуну СЧ 15-32. Твердість вибіленого шару бочки валків повинна бути в межах HRC 40-60 залежно від властивостей матеріалу, що переробляється. Подібну твердість поверхні валків можна отримати, застосовуючи виготовлення валків леговані сталі або наплавлення твердими сплавами. Однак різкі коливання температури на поверхні валків призводять до появи тріщин та руйнування валків. Наразі поки що не можна дати закінчених рекомендацій щодо застосування не чавунних валків.

Робоча поверхня валків шліфується. Працюючи валки зношуються й у з цим переточуються чи перешліфовуються. При кожній переточці з робочої поверхні валка знімається шар металу завтовшки від 0,5 до 5 мм, а при перешліфовуванні - від 0,01 до 0,5 мм. Коли діаметр валка зменшується до певної межі, валок виходить із застосування або відновлюється наплавленням. Зазвичай сумарне переточування допускається в межах 5-8% від діаметра нового валка.

Основними параметрами, що характеризують розміри валків, є номінальний діаметр бочки валка та її довжина. З погляду співвідношення основних розмірів валків необхідно прагнути до нормалізації та уніфікації валків. Діаметри валків вибираються в залежності від допустимого кута захвату та допустимої величини прогину.

У звичайних конструкціях товщина бочки валка з умов забезпечення необхідної жорсткості приймається рівною 0,25-0,35 зовнішнього діаметра, а довжина бочки рівною 2,5-4,0 діаметра валків.

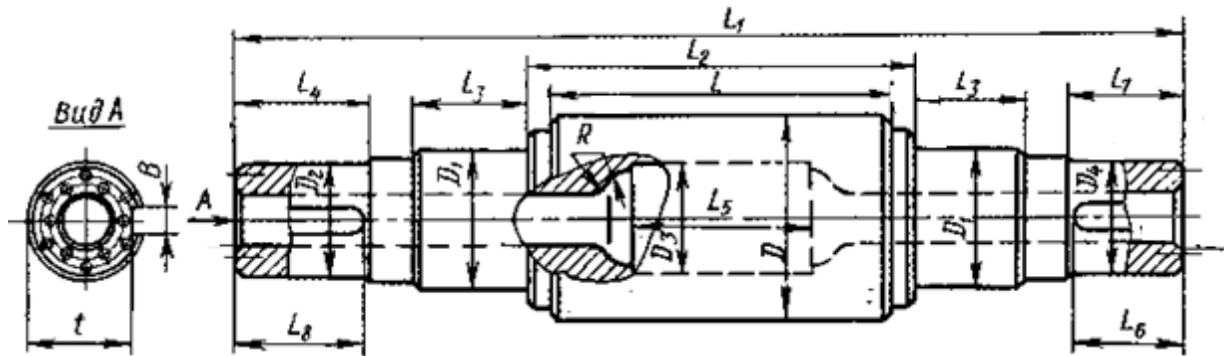


Рис.3.2. Задній валок гумообробних вальців

Шийки валків, що встановлюються в підшипниках ковзання, для більшості виконаних вальців виготовлені із співвідношенням діаметра шийки до діаметра валка в межах 0,5-0,72. Довжина шийки зазвичай приймається рівною її діаметру.

Привідні кінці валків виконуються з урахуванням способу з'єднання приводом.

При встановленні валків у підшипниках кочення приводний кінець валка в цьому випадку виконується з шліцевими канавками, з двома лисками або циліндричним з проміжною втулкою конусної під пресову або гарячу посадки.

Конусність зовнішньої поверхні втулки 1:30 або 1:50 дозволяє знімати напівмуфту за допомогою тиску масла, що подається від насоса високого тиску по трубці, що приєднується до отвору різьбового в тілі муфти. При цьому використовуються ручні насоси тиском до 200 мПа. Метод розпресування та напрусування напівмуфт із застосуванням гідрораспору (ін'єкторний спосіб) є раціональним, оскільки забезпечує достатній для передачі крутного моменту натяг при безшпунковому з'єднанні та можливість багаторазового розбирання з'єднання без пошкодження посадкових поверхонь.

При конструюванні валків необхідно прагнути нормалізації їх розмірів. Нижче наводяться валки вальців та нормалі на них, прийняті на київському машинобудівному заводі «Більшовик».

Валки вальців в залежності від призначення виготовляються у двох виконаннях: приводний валок (задній) та фрикційний валок (передній).

Основні нормалізовані розміри переднього (Рис.3.1) та заднього (Рис.3.2) валків гумообробних вальців залежно від зовнішнього діаметра та довжини бочки валка наведені відповідно у Таблица 3.1 та Таблица 3.2.

Таблица 3.1

Основні розміри в мм переднього валка гумообробних вальців (для всіх валків R=100мм)

L	D	D_1	D_2	D_3	D_4	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	B	t
800	490	320	260	270	290	1940	900	270	325	480	310	60	244
800	490	320	260	270	290	1940	900	270	325	480	310	60	244
800	550	320	260	270	290	1940	900	270	325	480	310	60	244
800	550	320	260	270	290	1940	900	270	325	480	310	60	244
1500	550	360	260	310	310	2985	1648	420	325	1100	310	60	244
2100	660	400	840	420	350	3325	2180	310	355	1720	350	80	320

Таблица 3.2

Основні розміри в мм заднього валка гумообробних вальців (для всіх валків R = 100 мм)

L	D	D_1	D_2	D_3	D_4	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	B	t
800	610	320	230	370	260	2395	900	270	325	480	310	340	310	60	214
800	610	320	230	370	260	2395	900	270	325	480	310	340	310	60	214
800	550	320	230	370	260	2395	900	270	325	480	310	340	310	60	244
800	550	360	260	310	260	3330	1648	420	325	480	320	325	310	60	226
1500	550	360	260	310	300	3330	1648	420	325	1100	320	325	310	60	226
2100	660	400	340	420	340	3695	2180	310	355	1720	280	285	350	80	320

Валки вальців встановлюються на два підшипники, розташовані в отворах станин. Корпуси підшипників одного валка встановлюються нерухомо, а другого з можливістю переміщення за допомогою механізмів регулювання зазору.

Донедавна на вальцях широко застосовувалися підшипники ковзання із вкладишами із бронзи. З метою економії бронзи в окремих конструкціях вальців вкладиші виготовлялися з двох частин – бронзової та чавунної.

Під час роботи підшипників ковзання виділяється значна кількість теплової енергії, тому корпуси підшипників ковзання вимагають додаткового повітряного або водяного охолодження.

В останні роки на вальцях застосовуються само встановлювані роликopідшипники. Підшипниковий вузол вальців зі стандартними сферичними роликopідшипниками. Правий підшипник жорстко зафіксований, а зовнішнє кільце лівого підшипника, плаває для компенсації температурних розширень валка. Для змащення підшипників застосовується солідол.

На Рис. 3.3 показана конструкція валка каландра. Робочу частину валка А часто називають бочкою, місце Б під установку в підшипники – шейками або цапфами, місце В під монтаж приводної шестірні або шпинделя – хвостовиком. Відношення діаметрів шейки і бочки лежить у межах 0,5...0,72.

Валки вальців (за винятком рафінуючих) виконують у вигляді циліндричних бочок. Бочки валків каландрів часто мають діаметр, який збільшується до їхньої середини (бомбирівка валків); різниця діаметрів при цьому не перевищує 0,1...0,2 мм. Бомбирівка в значній мірі компенсує зміну міжвалкового зазору по довжині валків, що виникає через їхній прогин під дією розпiрного зусилля.

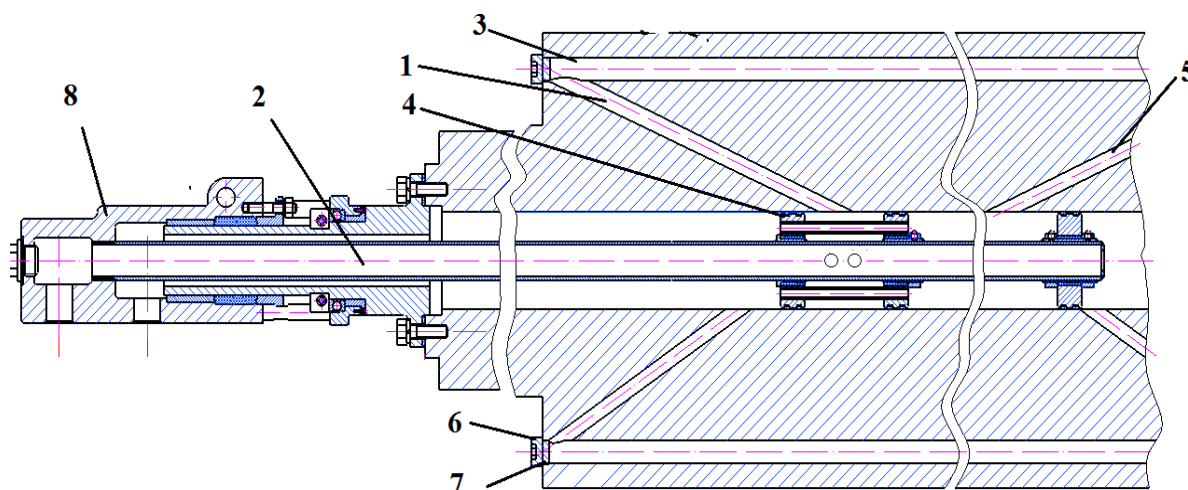


Рис. 3.3. Валок каландра:

1, 5 – похилі отвори; 2 – труба для підведення рідини; 3 – робочий отвір; 4 – ущільнююче кільце; 6 – прокладка; 7 – кільця; 8 – пристрій подачі теплоносія

Робочі поверхні валків шліфують, а каландрів – ще і ретельно полірують для одержання листів і плівок з поверхнею високої якості. З цією ж метою до точності виготовлення валків каландрів пред'являються підвищені вимоги. Так, неспіввісність бочки і шийок, а також овальність бочки не повинні перевищувати 0,005 мм.

Робоча поверхня валка повинна мати підвищену твердість і зносостійкість. Досягається це литтям чавунних валків у комбіновані кокільні форми: частина форми, яка відповідає бочці валка, виконується зі сталі. Інтенсивне охолодження чавуну при контакті зі сталеву стінкою форми сприяє утворенню поверхневого шару валка товщиною до 15 мм, що має дрібнокристалічну структуру (віблений шар) із твердістю до HRC 60.

Незважаючи на цей прийом виготовлення валків їх поверхня при роботі зношується: погіршується її якість, з'являються локальні вм'ятини. Ремонт валків полягає в їхній перешліфовці, а якщо дефекти глибокі, то і у переточуванні з наступним шліфуванням. Припустиме сумарне зменшення діаметра бочки при ремонтах становить 5...8 %.

Існує дві принципіальні конструкції валків: із внутрішній порожниною, в яку введений барботер для розпилювання рідини, і без порожнини, але з каналами для рідини. Внутрішня поверхня валків першого типу в області бочки розточується. Це збільшує коефіцієнт тепловіддачі від металу до циркулюючої у порожнині охолоджувальної води. Проте більша товщина стінки бочки є основною причиною поганого теплообміну між робочою поверхнею і рідиною. В зв'язку з цим практично всі каландри і багато типів вальців оснащуються валками другого типу, конструкція яких наведена на рис. 3. Канали для рідини розташовані в безпосередньому наближенні до робочої поверхні: відстань до неї не перевищує 40 мм. Це значно зменшує теплову інерційність валка і інтенсифікує теплообмін.

Рідина подається по трубі 2 у праву порожнину центрального отвору валка. По похилих каналах 5 вона попадає в робочі канали 3, виконані уздовж утворючої бочки, і потім по другій серії похилих каналів 1 попадає в ліву

порожнину центрального отвору, звідки виходить на злив. Ліва і права порожнини розділені кільцем 4 з ущільненнями. Робочі канали по торцях бочки закриті кільцями 7 із прокладками 6. Центральний отвір валка має заглушку 8.

Тепловий режим роботи каландрів на відміну від вальців такий, що дисипація тепла за рахунок деформування матеріалу в міжвалковому зазорі виявляється недостатньою, щоб підтримувати необхідну підвищену температуру робочої поверхні валків. Із цієї причини рідина, яка подається в робочі канали валків, здійснює не охолодження, а підігрів. Якщо робоча температура валків повинна перевищувати 453...473 К, доцільне застосування не рідинного, а електричного нагрівання. У цьому випадку в робочі канали вставляються трубчасті електронагрівачі омичного опору, а виводи від них через похилі і центральні отвори у валку з'єднуються з токоз'ємними кільцями, які укріплені на одному з кінців валка. Кільця контактують із щітками для підводу електроструму, які встановлені на станині.

Для контролю і регулювання температури робочої поверхні валка в ньому паралельно будь-якій парі робочих отворів виконують отвір під термопару.

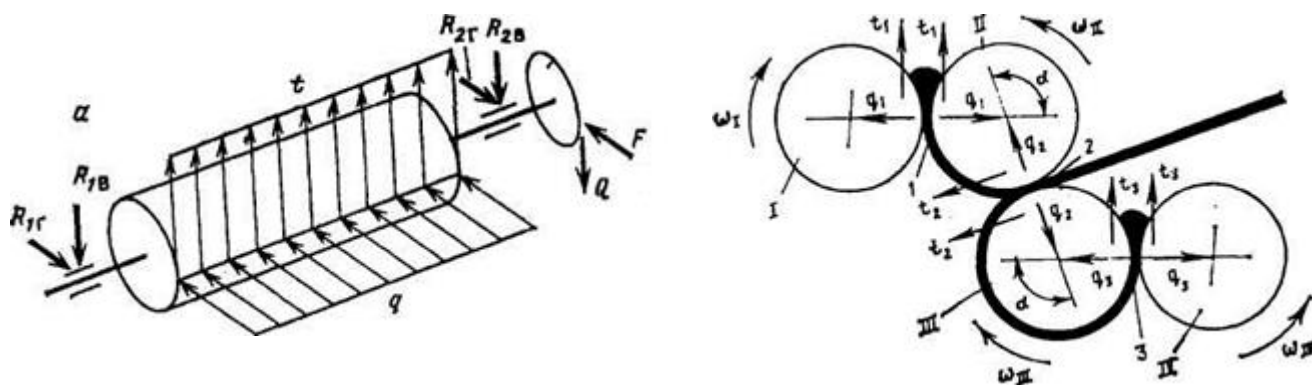


Рис.3.4. Схема навантаження валків вальців (а) і каландрів (б)

Валки вальців і каландрів розраховують на міцність з урахуванням діючих на них силових факторів (Рис.3.4). Схема навантаженого стану валків вальців показана на Рис.3.4,а. На валки вальців діють: розподілені по робочій поверхні валка розпирне q і окружне t зусилля, які виникають при силевій взаємодії з оброблюваним матеріалом; зосереджені на приводному кінці валка окружне Q і радіальне F зусилля, які виникають у зубчастому зачепленні привода валка;

крутний момент, створюваний окружним зусиллям t , розподіленим по робочій поверхні; реакції в підшипникових опорах валка R_1 і R_2 , які мають як горизонтальні ($R_{1г}$, $R_{2г}$), так і вертикальні ($R_{1в}$, $R_{2в}$), складові.

Величення розпірного q і окружного зусиль t визначаються як:

$$q = \frac{M}{RL}; \quad t = \frac{T}{L}$$

де R і L – радіус і довжина валка відповідно; M и T – момент і розпірне зусилля на валку.

Якщо привод обертання кожного валка незалежний або здійснюється через шпindel від блок-редуктора, то зазначені зосереджені сили на кінці валка відсутні. Замість них до кінця валка прикладається зосереджений крутний момент.

Схема навантаженого станини валків каландрів (Рис.3.4,б) більш складна, тому що частина валків (валки II, III) бере участь в утворенні відразу двох міжвалкових зазорів. Тільки валки I і IV навантажені аналогічно тому, як показано на Рис.3.4,а. На валок II діють не тільки розподілені сили t_1 і q_1 , які виникають у зазорі 1, але і сили t_2 і q_2 , які діють у зазорі 2. Причому напрямок дії цих сил на валок визначається взаємним розташуванням валків I, II і III (величиною кута α). Подібним же чином навантажений валок III.

Зазори 1 і 3 не еквівалентні зазору 2 по величині виникаючих у них розподілених сил, тому що обсяг запасу в них різний. У зазори 1 і 3 матеріал подається ззовні у вигляді вузької стрічки; у зазор 2 матеріал надходить по всій його ширині у вигляді двох попередньо відформованих шарів. Із цієї причини величина запасу y , отже, значення t і q у зазорі 2 менше, ніж у зазорах 1 і 3.

При розрахунку валків на міцність варто мати на увазі, що вони мають циклічне навантаження, тому в якості характеристики міцності матеріалу (як правило, високоміцного чавуну) варто користуватися межею міцності за втотою при симетричному циклі навантаження. Розрахунковий коефіцієнт запасу

повинен бути не менше 2. При визначенні небезпечного перерізу валка необхідно враховувати концентрацію напруг у місці стику бочки і цапфи.

У ряді випадків (наприклад, при визначенні необхідної різниці діаметрів середньої і крайової частин бочки, що повинна бути забезпечена при бомбировці) виникає необхідність розрахунку максимального прогину валка, що має місце в середині його робочої частини, тобто виконується розрахунок на жорсткість.

3.1.1. Конструкція та розрахунок валка вальців на міцність

Розрахунок валків на міцність. На валки та підшипники вальців діють розпірні зусилля, температурні напруги, моменти, що крутять, і власна вага валка.

Як розрахункова схема розглядається балка на двох опорах, навантажена рівномірно розподіленим навантаженням від власної ваги, рівномірно розподіленим навантаженням від розпірного зусилля, віднесеного до довжини робочої частини бочки, і крутним моментом.

Сумарна напруга, що виникає в перерізі валка (зазвичай у центрі бочки),

$$\sigma_c = \sigma_{пр} + \sigma_t \leq \sigma_d \quad (3.1)$$

де $\sigma_{пр}$ - наведені напруги, що визначаються за формулою

$$\sigma_{пр} = \frac{1 - \mu}{2} \sigma + \frac{1 + \mu}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}; \quad (3.2)$$

μ - коефіцієнт Пуассона;

σ_t - температурні напруження, рівні:

$$\sigma_{tr} = \frac{\alpha_l E (t_l - t_H)}{2(1 - \mu)(R_H^2 - R_B^2) \ln \frac{R_H}{R_B}} \left(R_B^2 \ln \frac{R_B}{R} - R_B^2 \ln \frac{R_H}{R} + \frac{R_H^2 R_B^2}{R^2} \ln \frac{R_H}{R_B} \right) \quad (3.3)$$

$$\sigma_{t\tau} = \sigma_{tz} = \frac{\alpha_l E (t_B - t_H)}{2(1 - \mu)} \left(-\frac{1}{\ln \frac{R_H}{R_B}} - \frac{2R^2}{R_H^2 - R_B^2} \right),$$

де α_l - коефіцієнт лінійного температурного розширення *см/град*,

E - модуль пружності в *кГ/см²*;

l - Довжина робочої частини валка в *см*;

t_B - кінцева температура валка в *°C*;

t_H - початкова температура валка °C;

R_H - зовнішній радіус бочки валка в см;

R_B - внутрішній радіус бочки валка см;

R - змінний радіус (поточна координата) в см;

σ - напруги, що згинають;

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (3.4)$$

M - згинальний момент;

$$M = \left(\frac{P}{2L} + \frac{q}{2L} \right) \frac{L}{2} = R \frac{L}{2}$$

R - опорна реакція від власної ваги та розпірного зусилля;

L - відстань між опорними підшипниками см;

$$R = \left(\frac{P}{L} + \frac{q}{L} \right) \frac{1}{2} \text{ кг}$$

q - власна вага валка;

P - розпірне зусилля;

W - момент опору вигину;

$$W = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \alpha^4) \text{ см}^3; \quad (3.5)$$

D - Зовнішній діаметр валка в см;

τ - напруга від кручення;

$$\alpha = \frac{d}{D} \quad (3.6)$$

$M_{кр}$ - крутний момент;

$$M_{кр} = 97500 \frac{N}{n} \text{ кг*см}$$

W_p - момент опору кручення;

$$W_p = 2W;$$

σ_d - допустима напруга матеріалу валка.

Підшипники ковзання розраховуються на питомий тиск за формулою

$$P_{max} \leq pdl \quad (3.7)$$

де P_{max} - максимальна опорна реакція в кг;

d - діаметр підшипника в см;

l - Довжина підшипника в см;

p - допустимий питомий тиск у кг/см².

Залежно від матеріалу вкладиша та режимів тертя вибирається p .

Наприклад, при напіврідинному терті чавуну по бронзі $p = 50$ кг/см², при рідинному терті - 400 кг/см².

Підшипник ковзання перевіряється також за характеристикою pv (зазвичай $pv = 30 \div 70$):

$$\frac{P_{cp} n}{1910l} \leq pv \quad (3.8)$$

де P_{cp} - середня за цикл опорна реакція валка в кг;

l - довжина підшипника в см;

v — швидкість ковзання м/сек;

n - швидкість обертання валка в об/хв.

Підшипники кочення зазвичай підбирають за каталогами залежно від навантаження та швидкості обертання, а потім перевіряють на довговічність. Для підшипників вальців довговічність має бути не менше 5000 год.

3.1.2. Розрахунок валка каландра на міцність

В залежності від конструктивної схеми каландра валки мають одно- та двох стороні схеми навантаження. На Рис. 3.5 представлена конструктивна схема валка каландра з периферійними отворами для циркуляції теплоносія, а на Рис. 3.6 розрахункова схема валка за умов одно направленого навантаження.

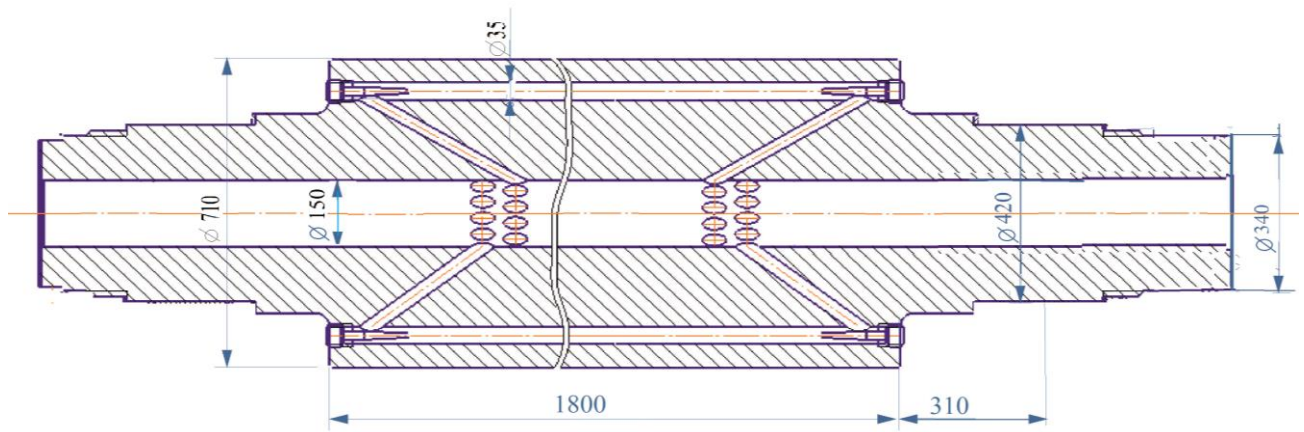


Рис. 3.5. Конструктивна схема валка каландра

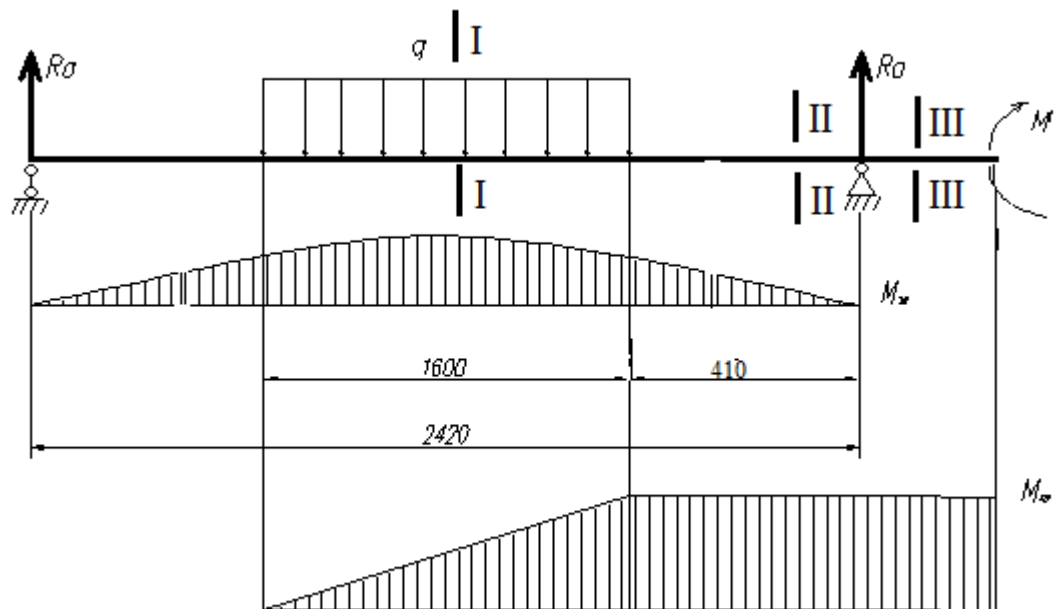


Рис. 3.6. Розрахункова схема валка з односторонім навантаженням та епюри напружень

Вихідні дані:

$G = 4,5 \cdot 10^4$ мПа – модуль пружності \bar{II} роду;

$N = 75$ кВт – потужність електродвигуна;

$n = 22,5$ об/хв – частота обертання валка;

$q = 940000$ Н/м – інтенсивність розподіленого навантаження;

$L_b = 1800$ мм – довжина бочки валка;

$b = 1600$ мм – зона навантаженої частини бочки валка;

$L = 2420$ мм – відстань між опорами(підшипниковими вузлами);

З боку приводу на валок передається крутний момент

$$M_{кр} = 9550 \frac{N}{n},$$

$$M_{кр} = 9550 \frac{75}{22,5} = 31833 \frac{H}{м}.$$

При розрахунку валка на міцність розглянемо декілька перерізів.

Переріз I – I

Згинаючий момент в цьому перерізі буде такий

$$M_{з1} = q \cdot b \cdot \frac{2c + b}{2L} \left[a + \frac{b(2c + b)}{4L} \right],$$

$a = 410$ мм – геометричний розмір;

$c = 410$ мм – геометричний розмір;

$$M_{з1} = 940 \cdot 160 \cdot \frac{2 \cdot 41 + 160}{2 \cdot 242} \left[41 + \frac{160(2 \cdot 41 + 160)}{4 \cdot 242} \right] = 6091200 \text{кгс} = 609120 \text{Нм}$$

Момент інерції перерізу 1 – 1

$$I_{1-1} = I_1 - I_2 - I_3$$

де I_1 – момент інерції бочки без врахування отворів;

$$I_1 = \frac{\pi \cdot D_1^4}{64};$$

де $D_1 = 71$ см – діаметр бочки валка в навантаженій частині;

$$I_1 = \frac{3,14 \cdot 71^4}{64} = 1246760 \text{см}^4 = 1246,76 \cdot 10^{-5} \text{м}^4$$

I_2 – момент інерції центрального отвору;

$$I_2 = \frac{\pi \cdot D_2^4}{64},$$

$D_2 = 15$ см – внутрішній діаметр валка;

$$I_2 = \frac{3,14 \cdot 15^4}{64} = 2484 \text{см}^4 = 2,484 \cdot 10^{-5} \text{м}^4$$

I_3 – момент інерції каналів охолодження діаметром 35 мм;

$$I_3 = 4(I' + z_1^2 F) + 4(I' + z_2^2 F) + 4(I' + z_3^2 F) + 4(I' + z_4^2 F) + 4(I' + z_5^2 F) + 2(I' + z_6^2 F) + 2I'$$

I' – момент інерції отворів охолодження валка;

$$I' = \frac{\pi \cdot d^4}{64},$$

$d = 3,5\text{см}$ – діаметр каналу охолодження;

$$I' = \frac{3,14 \cdot 3,5^4}{64} = 7,36\text{см}^4 = 0,736 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$$

F – площа перерізу каналу охолодження;

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4},$$

$$F = \frac{3,14 \cdot 3,5^2}{4} = 9,62\text{см}^2 = 96,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

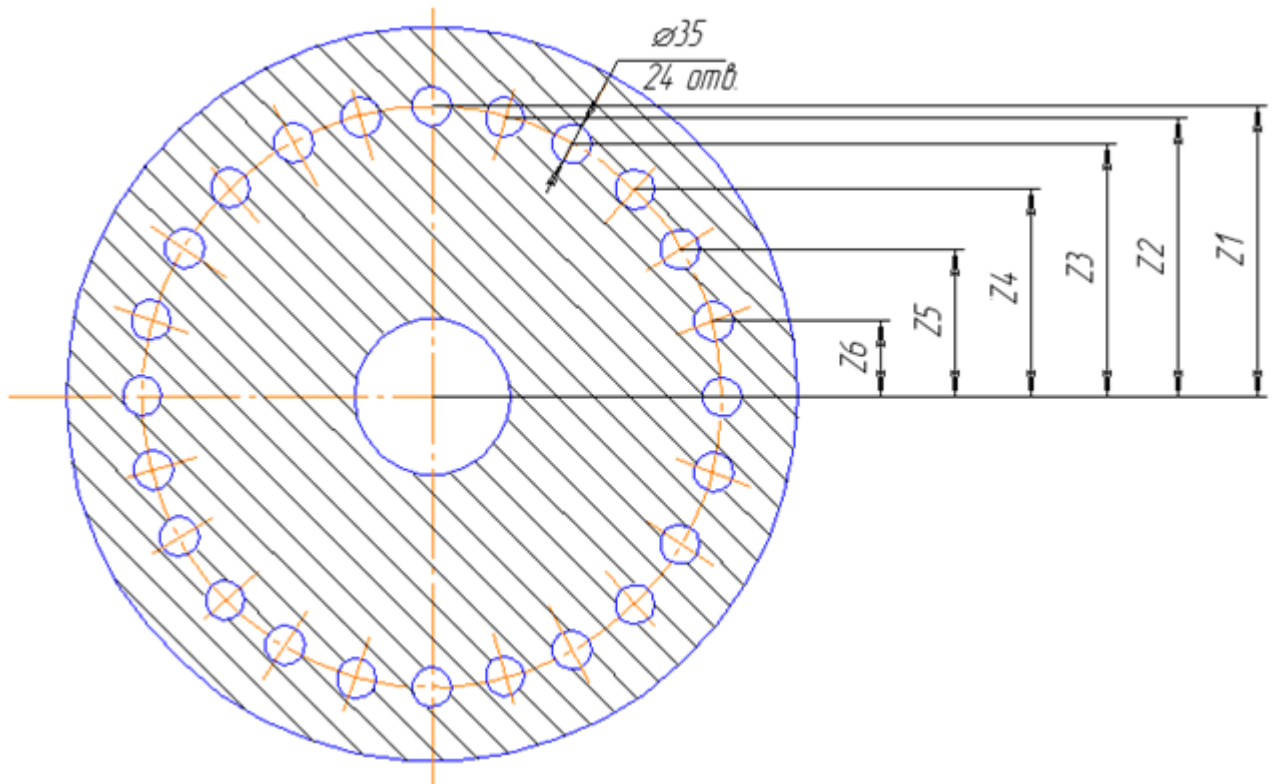


Рис. 3.7. Схема розташування периферійних отворів валка

Визначимо ординати каналів охолодження

$$z = R \sin \alpha$$

$R = 27,5\text{см}$ – радіус розташування каналів охолодження;

α – кут розташування отворів;

$$z_1 = 27,5 \sin 15^\circ = 7,12 = 0,0712\text{м}$$

$$z_2 = 27,5 \sin 30^\circ = 13,75 = 0,1375\text{м}$$

$$z_3 = 27,5 \sin 45^\circ = 19,45 = 0,1945\text{м}$$

$$z_4 = 27,5 \sin 60^\circ = 23,82 = 0,2382\text{м}$$

$$z_5 = 27,5 \sin 75^\circ = 26,52 = 0,2652\text{м}$$

$$z_6 = 27,5 \sin 90^\circ = 27,5 = 0,275\text{м}$$

Момент інерції перерізу $\bar{I} - \bar{I}$ буде дорівнювати

$$I_1 = 1246760 - 2484 - 87488 = 1156788\text{см}^4 = 1156,79 \cdot 10^{-5}\text{м}^4$$

Момент опору згину перерізу $\bar{I} - \bar{I}$

$$W_1 = \frac{I_1}{R},$$

$R = 35,5\text{см}$ – максимальний радіус бочки валка;

$$W_1 = \frac{1156788}{35,5} = 3258,6 \cdot 10^{-5}\text{м}^3$$

Максимальне напруження згину перерізу $\bar{I} - \bar{I}$

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_1},$$

$$\sigma_1 = \frac{6091200}{32586} = 187 = 18,7\text{МПа}$$

Напруження кручення в перерізі $\bar{I} - \bar{I}$ визначаємо за формулою

$$\tau_1 = \frac{M_{кр}}{W_p},$$

де $M_{кр} = 31833\text{Нм}$ – крутний момент, діючий на валок;

W_p – полярний момент опору;

$$W_{p1} = 2W_1$$

$$W_{p1} = 2 \cdot 32586 = 65172\text{см}^3 = 0,065\text{м}^3$$

$$\tau_1 = \frac{31833}{0,065} = 0,049 \text{ МПа}$$

Приведене напруження валка в перерізі $\bar{I} - \bar{I}$

$$\sigma_{np1} = \frac{1 - \mu}{2} \sigma_1 + \frac{1 + \mu}{2} \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau_1^2},$$

де $\mu = 0,23$ – коефіцієнт Пуасона

$$\sigma_{np1} = \frac{1 - 0,23}{2} 187 + \frac{1 + 0,23}{2} \sqrt{187^2 + 4 \cdot 4,9^2} = 187 \text{ кг/см}^2 = 18,7 \text{ МПа}$$

$[\sigma] = 37,5 \text{ МПа}$ – допустиме напруження для матеріалу
валка – валкового чавуну

$\sigma_{np1} < [\sigma]$ – умови міцності виконуються

Переріз $\bar{II} - \bar{II}$

Напруження згину в цьому перерізі

$$\sigma_{II} = \frac{M_2}{W_2},$$

де M_2 – згинаючий момент в перерізі $\bar{II} - \bar{II}$

$$M_2 = Rl,$$

$R = 750000 \text{ Н}$ – реакція опори;

$l = 0,31 \text{ см}$ – плече згинаючого моменту;

$$M_2 = 750000 \cdot 0,31 = 232500 \text{ Нм}$$

W_2 – момент опору згину перерізу $\bar{II} - \bar{II}$

$$W_2 = \frac{\pi(D_1^4 - d_1^4)}{32D_1},$$

$D_1 = 42 \text{ см}$ – зовнішній діаметр валка в перерізі $\bar{II} - \bar{II}$,

$d_1 = 15 \text{ см}$ – внутрішній діаметр валка в перерізі $\bar{II} - \bar{II}$;

$$W_2 = \frac{3,14(42^4 - 15^4)}{32 \cdot 42} = 7152 \text{ см}^3 = 715,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

$$\sigma_{II} = \frac{2325000}{7152} = 325 = 32,5 \text{ МПа}$$

Напружене кручення в перерізі $\bar{II} - \bar{II}$

$$\tau_1 = \frac{M_{кр}}{W_{p_2}},$$

де $M_{кр}=31833$ Нм – крутний момент діючий на валок;

W_{p_2} – полярний момент опору в перерізі $\bar{II} - \bar{II}$;

$$W_{p_2} = 2W_2$$

$$W_{p_2} = 2 \cdot 7152 = 14304 \text{ см}^3 = 1430,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\tau_1 = \frac{31833}{0,0143} = 2,3 \text{ МПа}$$

Приведене напруження в перерізі $\bar{II} - \bar{II}$

$$\sigma_{np_2} = \frac{1-\mu}{2} \sigma_2 + \frac{1+\mu}{2} \sqrt{\sigma_2^2 + 4\tau_2^2};$$

$$\sigma_{np_2} = \frac{1-0,23}{2} 325 + \frac{1+0,23}{2} \sqrt{325^2 + 4 \cdot 23^2} = 327 \text{ кгс/см}^2 = 32,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{np_2} < [\sigma]$$

В перерізі $\bar{III} - \bar{III}$ діє тільки крутний момент.

Напруження кручення в перерізі $\bar{III} - \bar{III}$

$$\tau_3 = \frac{M_{кр}}{W_{p_3}},$$

де $M_{кр} = 31833$ кгсм – крутний момент, діючий на валок;

W_{p_3} – полярний момент опору в перерізі $\bar{III} - \bar{III}$;

$$W_{p_3} = \frac{\pi(D_2^4 - d_2^4)}{16D_2},$$

$D_2 = 34$ см – зовнішній діаметр валка в перерізі $\bar{III} - \bar{III}$;

$d_2 = 15$ см – внутрішній діаметр валка в перерізі $\bar{III} - \bar{III}$;

$$W_{p_3} = \frac{3,14(34^4 - 15^4)}{16 \cdot 34} = 7421 \text{ см}^3 = 742 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

$$\tau_3 = \frac{31833}{0,0074} = 4,3 \text{ МПа}$$

Загальна стріла прогину в середині перерізу бочки складе

$$f = P \frac{1}{384EI_{\bar{o}}} \left[8a^3 - 4ab^2 + b^3 + 64c^3 \left(\frac{I_{\bar{o}}}{I_{ш}} - 1 \right) \right] + \frac{1}{4GF_{\bar{o}}} \left[a - \frac{b}{2} + 2c \left(\frac{I_{\bar{o}}}{I_{ш}} - 1 \right) \right],$$

де $a = 242$ см – відстань між опорами;

$b = 160$ см – ширина каландрованої плівки;

$c = 31$ см – геометричний розмір;

$P = 1500000$ Н – розпірне зусилля, діюче на валок;

$E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності \bar{I} роду;

$I_{\bar{o}} = 1156788$ см⁴ – момент інерції бочки валка;

$I_{ш}$ – момент інерції шийки валка;

$$I_{ш} = \frac{\pi(D_{ш}^4 - d_{ш}^4)}{64},$$

$D_{ш} = 40$ см – зовнішній діаметр шийки валка;

$d_{ш} = 15$ см – внутрішній діаметр шийки валка;

$$I_{ш} = \frac{3,14(40^4 - 15^4)}{64} = 123116 \text{ см}^4 = 12,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

$F_{\bar{o}}$ – площа перерізу бочки валка;

$$F_{\bar{o}} = F_1 - F_2$$

F_1 – площа перерізу без урахування отворів;

$$F_1 = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{4},$$

$$F_1 = \frac{3,14(71^4 - 15^4)}{4} = 3780 \text{ см}^2 = 0,378 \text{ м}^2$$

F_2 – площа перерізу каналів охолодження;

$$F_2 = \frac{z \pi d^2}{4},$$

$z = 24$ – кількість каналів;

$d = 3,5$ см – діаметр каналу;

$$F_2 = 24 \frac{3,14 \cdot 3,5}{4} = 231 \text{ см}^2 = 0,231 \text{ м}^2$$

$$F_6 = 3781 - 231 = 3550 \text{ см}^2$$

F_w – площа перерізу шийки валка;

$$F_w = \frac{\pi(D_w^2 - d_w^2)}{4};$$

$$F_w = \frac{3,14(40^2 - 15^2)}{4} = 1079 \text{ см}^2 = 0,1079 \text{ м}^2$$

Отримані значення підставляємо в формулу визначення прогину

$$f = 1500000 \frac{1}{384 \cdot 1,2 \cdot 10^6 \cdot 1156788} \times$$

$$\times \left[8 \cdot 242^3 - 4 \cdot 242 \cdot 160^2 + 160^3 + 64 \cdot 31^3 \left(\frac{1156788}{123116} - 1 \right) \right] +$$

$$+ \frac{1}{4 \cdot 4,4 \cdot 10^5 \cdot 3550} \left[242 \cdot \frac{160}{2} + 2 \cdot 31 \left(\frac{3550}{1079} - 1 \right) \right] =$$

$$= 1500000(0,2 \cdot 10^{-6} + 0,05 \cdot 10^{-6}) = 0,038 \text{ см} = 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$f < [\delta]$ – умови жорсткості валка виконуються

3.2. Підшипникові вузли валків

До підшипників валків пред'являються наступні специфічні вимоги:

- 1) велика несуча здатність;
- 2) малі габарити;
- 3) малі втрати на тертя;
- 4) можливість невеликих кутових зсувів вала, який працює в підшипнику;
- 5) малий радіальний зазор.

Внаслідок великого радіального навантаження в парі тертя підшипника генерується значна кількість тепла, ефективний відвід якого утруднений. Підвищена температура пари тертя погіршує умови її змащення, тому задоволення третьої вимоги не тільки зменшує втрати енергії на тертя, але і підвищує довговічність підшипника.

При роботі вальців і каландрів великі розпірні зусилля викликають вигин валків і як наслідок – кутові зсуви їхніх осей у місцях установки в підшипниках. Конструкція підшипника не повинна перешкоджати цим зсувам. У протилежному випадку виникає підвищене зношування підшипників і навіть заклинювання в них валків. Цим і визначається четверта вимога.

Очевидно, що наявність радіального зазору в підшипниках визначає мінливість міжвалкового зазору як у часі при зміні навантажень на валки, так і у кожен момент часу по довжині валка. Це погіршує якість виробленої на каландрах продукції. Тому зрозуміла необхідність виконання п'ятої вимоги.

В цей час експлуатуються вальці і каландри з підшипниками двох типів: ковзання і кочення.

Підшипники ковзання мають безсумнівні переваги з погляду задоволення перших двох вимог. Однак кутові зсуви вала припустимі в них лише в межах радіального зазору. Щоб уникнути заклинювання радіальний зазор доводиться виконувати настільки великим, що це, по-перше, негативно впливає на якість продукції, а по-друге, погіршує умови змащення пари, підвищуючи контактні тиски в ній і викликаючи підвищену витрату мастила, яке легко втрачається з великого зазору. Безпосереднє охолодження поверхонь тертя циркулюючим в зазорі мастилом неможливо.

Виходячи з вище наведеним, валкові машини оснащуються підшипниками кочення. Для забезпечення першої і другої вимог обирають радіальні підшипники важкої серії (як правило, роликові дворядні); це сферичні само встановлювальні підшипники, які допускають значні кутові зсуви вала. Можливі радіальні зсуви вала в цих підшипниках мізерно малі в порівнянні з такими ж в підшипниках ковзання.

Підшипники кочення допускають можливість циркуляції мастила між тілами тертя з більшою витратою, так що інтенсивність їхнього охолодження змащенням також велике.

З розглянутого ясно, що в підшипники ковзання доцільно подавати консистентне мастило. У підшипники кочення примусово і безупинно подається насосом рідке мастило. Зливаючись з підшипника, воно охолоджується перед використанням у новому циклі.

На Рис.3.8 показана конструкція нижнього валка каландра з підшипниковими вузлами. Внутрішні кільця підшипників встановлені на конічні цапфи валка і підтискаються до нього за допомогою фланця 1 через лабіринтне кільце 2, а також гайкою 10 через лабіринтне кільце 9. Гайка 10 нагвинчена на півкільця 11, які мають на зовнішній поверхні різьблення.

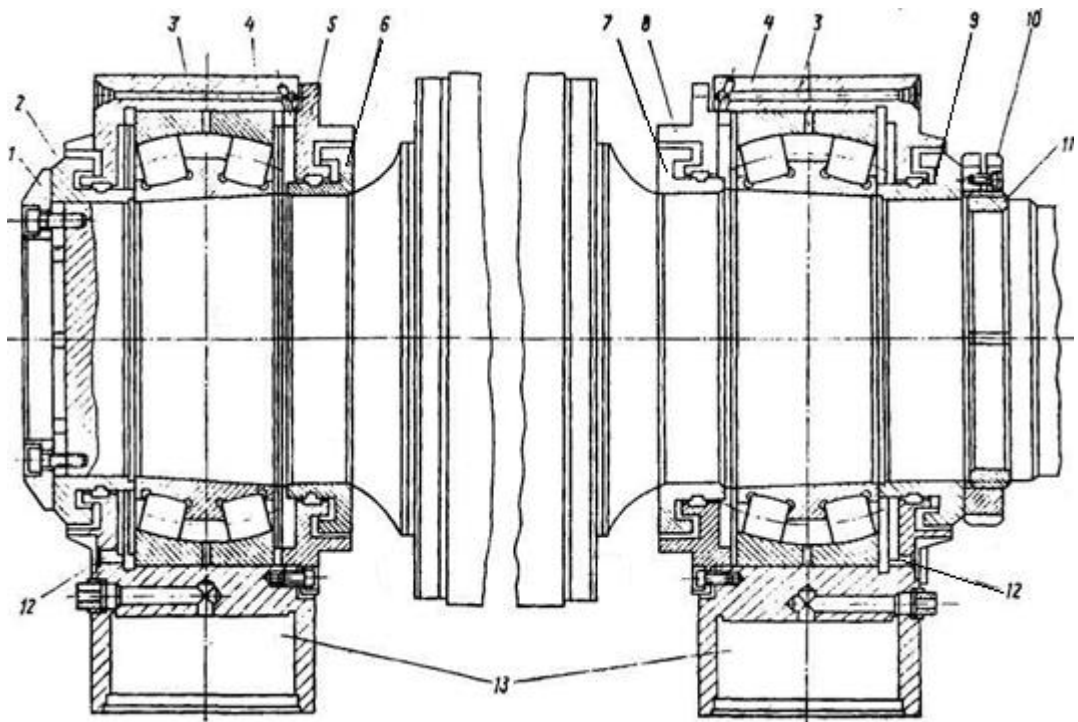


Рис.3.8. Підшипникові вузли валків каландра

Рідке мастило подається через верхні отвори 3 у корпусах підшипників 4. Обмиваючи ролики і робочі поверхні внутрішнього і зовнішнього кілець підшипника, воно вільно зливається через отвори 12. Лабіринтові ущільнення, які утворені обертовими 6, 7 і нерухомими 5, 8 кільцями, запобігають витіканню мастила з підшипникових камер.

Підшипники разом з валком переміщуються в пазах станини каландра у вертикальній площині. Зовнішня конфігурація корпусів підшипників прямокутна; при цьому на нижній частині корпусів виконані порожнини 13, в яких розміщується опірна частина нажимних гвинтів регулювання міжвалкового зазору. Передні і задня бічні сторони корпусу ковзають по напрямних планках станини.

Розрахунок підшипників кочення для валків не має специфічних особливостей. Для підшипників ковзання розраховується питомий тиск p за формулою:

$$p = \frac{R}{DL},$$

де R – радіальна сила, яка діє на підшипник; D і L – діаметр і довжина робочої поверхні підшипника.

Припустиме значення питомого тиску при напіввідинному терті (періодичній подачі консистентного мастила) пар сталь – чавун і сталь – бронза становить 3 і 5 МПа відповідно. Підшипники ковзання перевіряють також по характеристиці p_v .

Необхідність примусового водяного або масляного охолодження підшипника ковзання визначається при розрахунку питомої роботи тертя A :

$$A = pfv$$

де f – коефіцієнт тертя;

v – швидкість ковзання в парі тертя.

Розрахунок підшипників вузлів кочення здійснюється за стандартною методикою.

3.3. Механізми регулювання міжвалкового зазору

На Рис. 3.9 показано схеми розташування механізмів регулювання зазору вальців (а), Г-подібного (б) і Z-подібного (в) каландрів.

Нерухомий підшипник 7 заднього валка вальців укріплений на стійці Н-подібної станини 8. Рухомий підшипник 6 переднього валка переміщується в напрямних, які утворені перетинною станини і траверсою 5.

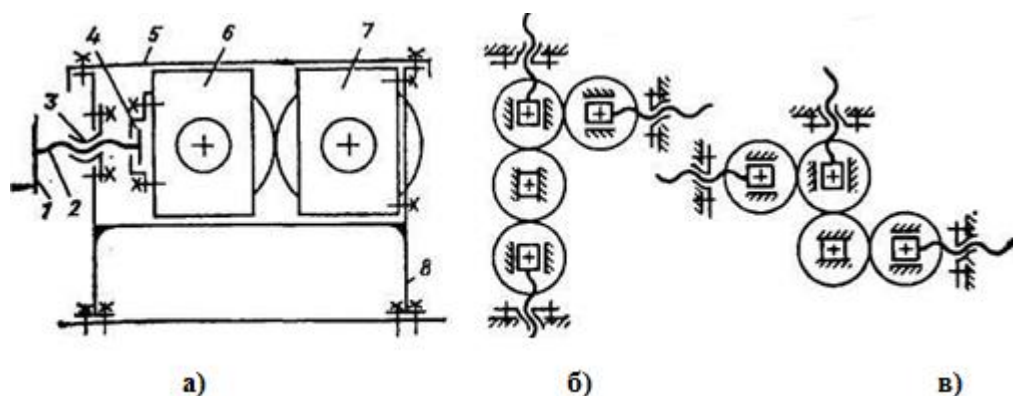


Рис. 3.9. Схеми розташування механізмів регулювання зазору вальців (а), Г-подібного каландра (б) і Z-подібного каландра (в):
 1 - привод гвинта; 2 - натискний гвинт; 3 - гайка; 4 - упорний підшипник; 5 - траверса; 6 - рухомий підшипник переднього валка; 7 - нерухомий підшипник заднього валка; 8 - станина

Основними елементами механізму є натискний гвинт 2 і укріплена на стійці станини гайка 3. До механізму відносяться також упорний підшипник 4 і привод гвинта 1. Вид привода залежить від типорозміру машини.

Необхідність у регулюванні зазору виникає як перед пуском машини, так і при її роботі. В останньому випадку при наближенні валків доводиться переборювати опір розпірного зусилля, тому крутний момент, який прикладається до гвинта для його обертання, значний. Для вальців малих типорозмірів (наприклад, лабораторних) достатнім є безпосередній ручний привод гвинта, для чого служить маховик 1. В великих типорозмірах вальців натискний гвинт 2 обертається електродвигуном або вручну (часто обидва ці способи передбачаються в одному механізмі) через одноступінчастий черв'ячний редуктор.

У каландрах (Рис. 3.9б, в) між двигуном і гвинтом встановлено, як правило, двоступінчасті редуктори. Потрібно відзначити, що встановлення двоступінчастих (замість одноступінчастих) редукторів у цьому випадку визначається не стільки великим розпірним зусиллям, скільки підвищеними

вимогами до точності регулювання зазору. Необхідна точність регулювання ($\pm 0,01$ мм) може бути досягнута, якщо швидкість переміщення підшипника не перевищує 2...4 мм/хв. При частоті обертання двигуна 1000 об/хв це можливо при передатному відношенні редуктора близько 2000. Найбільш компактним при такому передатному відношенні виявляється двоступінчастий черв'ячний редуктор.

Конструкція механізму регулювання верхнього валка Г-подібного каландра показана на Рис.3.10. Електродвигун 1 обертає з'єднаний з ним за допомогою муфти 2 черв'як 3 першого ступеню редуктора. Із черв'яком у зачепленні перебуває колесо 4, яке встановлено на валу 5 і одночасно є черв'яком другого ступеню, що працює в парі з колесом 6. Це колесо за допомогою шліцевого з'єднання 7 обертає натискний гвинт 8. Останній, угвинчуючись у гайку 9, зміщується в осьовому напрямку, чому шліцеве з'єднання не перешкоджає. Вали першого ступеню встановлені в підшипниках кочення. Другий ступінь досить тихохідний, тому його можна оснащати підшипниками ковзання. Прикінцеве розведення валків обмежене кінцевим вимикачем 10, на який натискає упор, укріплений на корпусі підшипника (на рис. не показаний). Кінцевий вимикач зупиняє двигун.

Кінець натискного гвинта (на рис. не показаний) з'єднується з корпусом підшипника так, як це показано на Рис. 3.11. У корпусі 1 виконано отвір 2, в якому розміщений упорний підшипник 3. Зусилля з натискного гвинта 5 передається до підшипника 3 і потім корпусу 1 через підп'ятник 4.

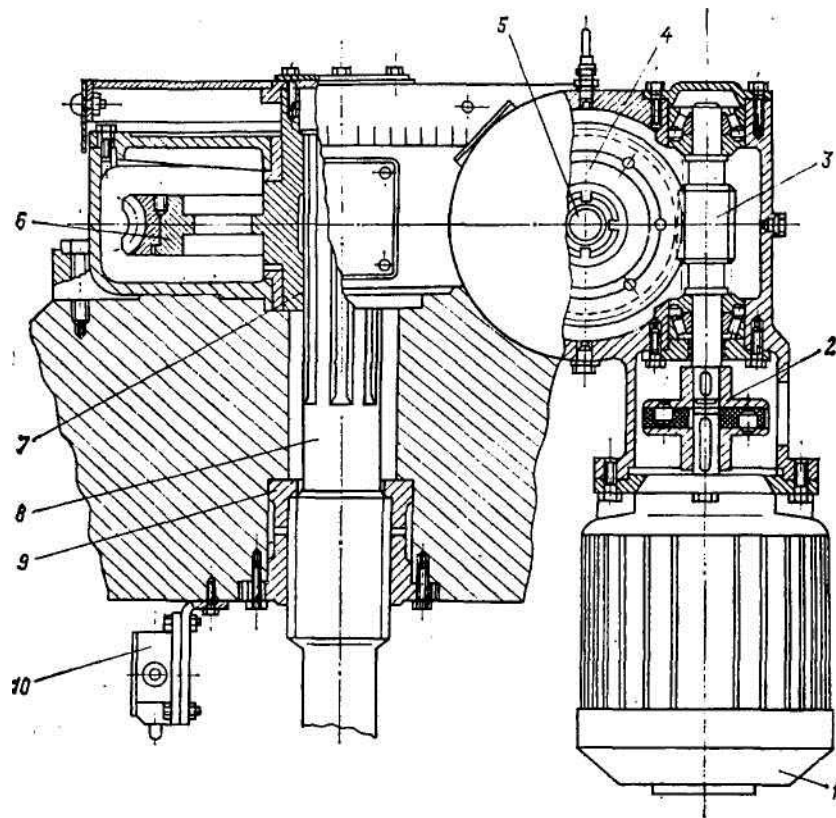


Рис.3.10. Механізм регулювання міжвалкового зазору каландра:

- 1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – черв'як; 4 – черв'ячне колесо; 5 – вал;
 6 – черв'ячне колесо; 7 – шліцьове з'єднання; 8 – натискний гвинт; 9 – гайка;
 10 – кінцевий вимикач

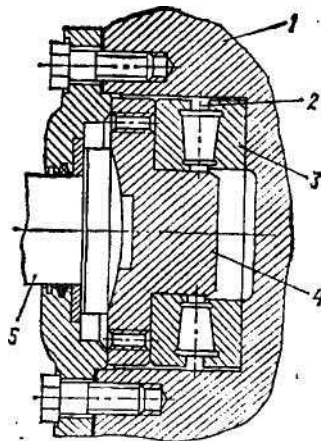


Рис. 3.11. Вузол упорного підшипника механізму регулювання зазору:

- 1 – корпус підшипника валка; 3 – отвір у корпусі підшипника; 3 – упорний підшипник; 4 – підп'ятник; 5 – натискний гвинт.

При регулюванні зазору обидва підшипники валка повинні зміщатися з суворо однаковими швидкостями, щоб зберегти сталість зазору по всій ширині валка. Незважаючи на передбачену конструкцією вальців і каландрів

одночасність вмикання і вимикання двигунів механізмів переміщення цих підшипників, зсув їх може бути різним через незначну різницю характеристик двигунів. Усувається цей недолік одним із двох способів: можливістю незалежного ручного підстроювання кожного з валків або застосуванню одного двигуна на обидва механізми переміщення валка.

Потужність W електродвигуна приводу механізму:

$$W = \frac{T}{2} v \eta_1 \eta_2 \eta_3,$$

де v – швидкість переміщення підшипника;

η_1, η_2, η_3 — коефіцієнти корисної дії підшипника-підп'ятника, гвинтової пари і редуктора відповідно.

При розрахунку на міцність натискного гвинта варто враховувати не тільки напруги стиску:

$$\sigma_{сж} = (T/2)/(\pi d^2/4)$$

(де d – діаметр гвинта в слабкому перетині), але і дотичні напруження, величина яких визначається крутним моментом:

$$M = M_p + M_{\Pi} + M_B$$

де M_p – момент, який забезпечує переміщення підшипника валка проти розп'ятого зусилля;

M_{Π} – момент тертя в підшипнику–підп'ятнику;

M_B – момент тертя у гвинтовій парі.

Складові крутного моменту M рівні:

$$M_p = \frac{T}{2} tg \alpha \frac{d_{cp}}{2};$$

$$M_{\Pi} = \frac{T}{2} f_{\Pi} \frac{d_{\Pi}}{2};$$

$$M_p = \frac{T}{2} f_B \frac{d_{cp}}{2}$$

де T – розпiрне зусилля;

α – кут пiдйому гвинтової лiнii;

f_n i f_B – коефiцiєнт тертя в пiдп'ятнику i гвинтовiй парi вiдповiдно;

d_{cp} – середнiй дiаметр рiзблення упорного гвинта;

d_n – середнiй дiаметр дорiжки тiл кочення в пiдп'ятнику.

Гайку натискного гвинта перевiряють на вигин виткiв i змiнання вiд дiї розпiрного зусилля.

Деякi конструкцiї каландрiв оснащуються механiзмами регулювання зазору гiдравлiчного типу. Функцiю натискного гвинта в цьому випадку виконує шток поршню гiдроцилiндра подвiйної дiї. Датчик вiдстанi мiж валками, який встановлено на iхнiх пiдшипниках, безупинно подає сигнал про фактичну величину зазору в електронний блок порiвняння, де вiн (сигнал) порiвнюється iз заданою величиною. Якщо фактична величина бiльше заданої, то iз блоку порiвняння надходить команда на подачу масла в поршневу порожнину гiдроцилiндра для зближення валкiв. Механiзми гiдравлiчного типу, забезпечуючи необхідну точнiсть регулювання зазору, бiльш компактнi i мають бiльшу швидкодiю.

3.3.1. Приклад розрахунку механiзму регулювання зазору

Розрахункова схема натискного гвинта з гайкою представлена Рис. 3.12.

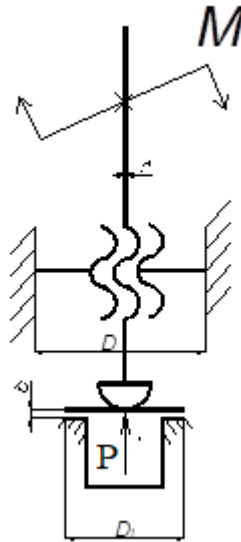


Рис. 3.12. Схема натискного гвинта

Вихідні дані:

$P = 1500$ кН

конструкційний матеріал гвинта сталі 40Х, $[\sigma] = 270$ МПа, HRC 37-40,

тип різби натискного гвинта Трап 140x16,

внутрішній діаметр різби гвинта $D_{вн} = 122$ мм

середній діаметр різби гвинта $D_{ср} = 132$ мм

висота гайки $H = 1,2 \cdot D = 1,2 \cdot 140 = 170$ мм.

Внутрішній діаметр різби гвинта (найменший діаметр гвинта) з умови простого стискання:

$$d \leq \sqrt{\frac{4P_p}{\pi[\sigma]_{сж}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1950 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 270}} = 109 \text{ мм} \quad (3.9)$$

де P_p – максимальне розпірне зусилля, що діє на гвинт приймається з урахуванням можливої не рівномірності навантажень обох підшипникових вузлів.

$$P_p = 1,3P = 1,3 \cdot 1500 = 1950 \text{ кН}, \quad (3.10)$$

Зовнішній діаметр різби гайки з розрахунку на розрив з врахуванням кручення:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot P}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1500 \cdot 10^3}{\pi \cdot 155}} \cong 190 \text{ мм}, \quad (3.11)$$

де $[\sigma]_p = 155 \text{ МПа}$ – допустима наруга для сталі 45

Зовнішній діаметр бортика з умови міцності при стисканні

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (D_1 - D)} \quad (3.12)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{150 \cdot 10^4}{\frac{3,14}{4} (270^2 - 190^2) \cdot 10^{-3}} = 52 \text{ МПа},$$

де $D_1 \cong D \cdot 1,35 = 270 \text{ мм}$ – діаметр бортика гайки

$[\sigma_{зм}] = 170 \text{ МПа}$ – допустима наруга на зминання для сталі 45.

$$\sigma_{зм} < [\sigma_{зм}]$$

Висота бортика з розрахунку на згин:

$$h = \sqrt{\frac{3 \cdot P \cdot (D_1 - D)}{\pi \cdot D \cdot [\sigma]_z}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 150 \cdot 10^4}{3,141 \cdot 19 \cdot 1750}} = 55 \text{ мм} \quad (3.13)$$

де $[\sigma]_z = 175 \text{ МПа}$ – допустима наруга на згин для сталі 45

$$h = \frac{1}{3} H = \frac{170}{3} = 56 \text{ мм}.$$

Перевірочний розрахунок на міцність різьби гайки

Наруга згину:

$$\sigma_3 = \frac{6P}{\pi \cdot D \cdot H} = \frac{6 \cdot 150 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 124 \cdot 170 \cdot 10^{-6}} = 136 \text{ МПа}, \quad (3.14)$$

де $D = 124 \text{ мм}$ – внутрішній діаметр гайки,

$[\sigma]_3 = 175 \text{ МПа} > 136 \text{ МПа}$.

Наруга зім'яття:

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{z \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{вн}^2)} = \frac{150 \cdot 10^4}{\frac{170}{16} \cdot \frac{3,14}{4} (142^2 - 124^2)} = 28,2 \text{ МПа} \quad (3.15)$$

$$[\sigma]_{зм} = 50 > 28,2 \text{ МПа.}$$

Умови міцності конструктивних елементів механізму регулювання зазору виконуються.

3.4. Механізми та методи компенсації прогину валків

На вальцях одержують матеріал у вигляді листів для наступної обробки в кінцеві вироби на інших машинах. Тому вимоги до товщини одержуваного листа невисокі. Для одержання ж каландрованого листа потрібної якості, який представляє собою вже готовий виріб або частину його, одна тільки висока точність регулювання зазору виявляється недостатньою. Середня частина листа виходить більш товстою, що обумовлюється прогином валків під впливом розпірного зусилля, яке призводить до збільшення міжвалкового зазору в середині його. Прогин може досягати декількох десятих часток міліметра, у той час як необхідна точність підтримки товщини плівки становить $\pm 0,025$ мм. У зв'язку із цим у каландрах застосовуються різні конструктивні прийоми, які спрямовані на підтримку сталості товщини листа по його ширині.

Одним з таких прийомів є бомбіровка валків. Розглянемо цей прийом на прикладі трьохвалкового каландра. Внаслідок дії розпірних зусиль T_1 і T_2 , які виникають у зазорах 1 і 2, валки I, II і III прогинаються так, як це показано на Рис.3.13. Валок II має прогин як у горизонтальній, так і у вертикальній площині, причому ці прогини не рівні, тому що не рівні розпірні зусилля T_1 і T_2 . У зазор 2 входить попередньо сформований лист і піддається в ньому лише остаточному калібруванню. Тому величина запасу й, отже, розпірне зусилля в цьому зазорі менше, ніж у зазорі 1.

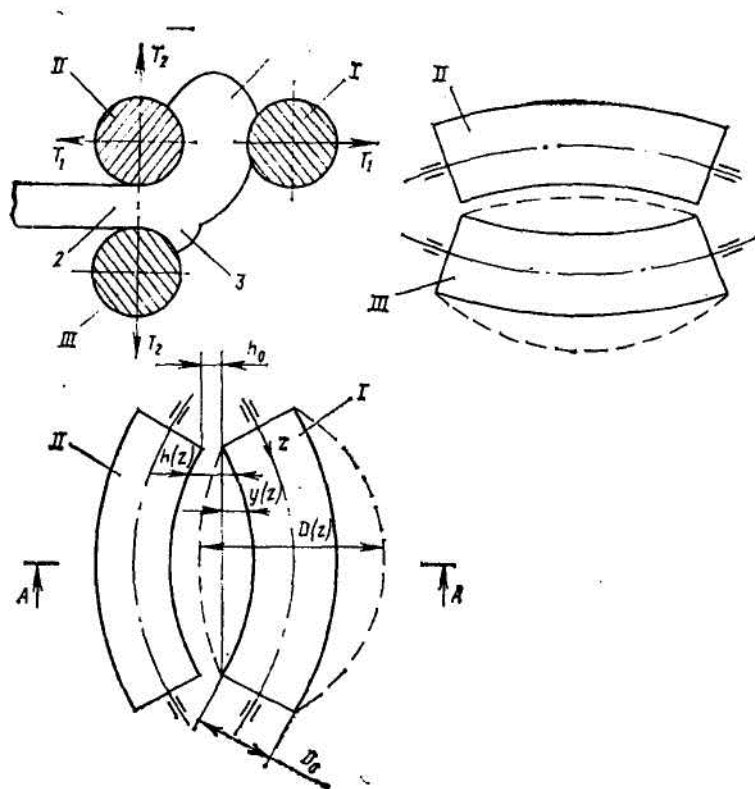


Рис.3.13. Схема прогину валків трьохвалкового каландра

Внаслідок прогину валків I і II шар матеріалу в зазорі 1 має утовщення в середній частині. Із цієї причини величина матеріалу в запасі 3 перед зазором 2 також більше в середній його частині. Таким чином, середня частина готового листа 4 виявляється більш товстою, чим крайні його частини, по двох причинах: прогин валків II і III, що викликає збільшення середньої частини зазору 2; більша величина запасу 3 на вході в середню частину зазору 2.

Таким чином, ясно, що тільки вирівнювання зазору 2 ще не забезпечує одержання рівнотовщинного листа. Необхідно також і вирівнювання зазору 1. Звернемося до зазору 1, утвореному валками I і II. Величина зазору h залежить від координати z і дорівнює сумі початкової величини його h_0 (до прогину в процесі роботи) і прогинів у валків I і II, які у свою чергу залежать від координати z . Розміри валків й, отже, їхня жорсткість і прогини рівні, тому вираження для $h(z)$ приймає наступний вигляд:

$$h(z) = h_0 + 2y(z)$$

З рисунка видно, що зазор при роботі каландра можна зберегти постійним по величині і рівним h_0 , якщо діаметр D валка I виконати змінним по координаті z (показано штриховою лінією) і рівним

$$D(z) = D_0 + 2y(z).$$

Якщо розглядати валок як балку круглого перетину, що має шарнірні опори по кінцях робочої частини, яка навантажена рівномірно розподіленою перетинною силою T/L , то прогин її $y(z)$ описується наступним рівнянням:

$$y(z) = \frac{T}{12EJ} \left(\frac{z^4}{2L} + \frac{L^2 z}{2} - z^3 \right),$$

де E – модуль пружності при розтягуванні; J – момент інерції; L – довжина робочої частини валка.

Аналогічним чином можна вирівняти зазор 2, виконавши валок III бочкоподібним. Валок II бере участь в утворенні обох зазорів і має прогини як у вертикальній, так і у горизонтальній площинах. Прогини ці різні по величині, тому повне вирівнювання зазорів бомбирівкою валка II неможливо.

Спосіб вирівнювання зазорів бомбирівкою валків має ряд недоліків.

У Г-подібних трьохвалкових і Z-подібних чотирьохвалкових каландрах прогин валків під впливом розпірного зусилля в одному із зазорів практично не впливає на величину іншого, сусіднього зазору. Тому прогнозування необхідної величини бомбирівки валків можливо викладеним вище способом. При розташуванні ж трьох і більше валків в одній площині або з кутами між лініями центрів, які не дорівнюють 90° , розпірне зусилля в одному із зазорів викликає зміну не тільки цього, але і сусідніх з ним зазорів. У зв'язку із цим прогноз необхідної бомбирівки являє собою складне завдання.

Другий недолік полягає в тому, що величина бомбирівки валків не може бути регульованим параметром. Прогин, який визначає необхідне значення бомбирівки, пропорційний розпірному зусиллю T , яке залежить від в'язкості матеріалу, швидкості обертання валків, величини запасу і зазору. Зміна кожного із цих параметрів неминуха у зв'язку з тим, що каландр є універсальною машиною, яка призначена для виробництва різних виробів. А це викликає зміну

прогину валків. Тому бомбирівка валків може бути використана лише для часткової компенсації збільшення зазору за рахунок їхнього прогину. В сучасних конструкціях каландрів бомбирівка застосовується в поєднанні з іншими прийомами компенсації прогину валків.

Другим прийомом компенсації прогину валків є їх контрвигин (Рис. 3.14). Сутність прийому полягає в тому, що валок крім основних, опорних підшипників 1 оснащується додатковими підшипниками 2, до яких прикладені сили F , що викликають згинальний момент і прогин валка, протилежні за напрямом від напрямку дії розподіленого навантаження T/L .

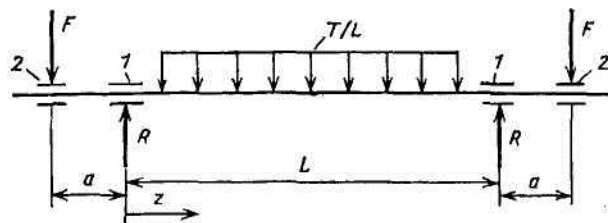


Рис. 3.14. Схема сил, які діють на валок при його контрвигині

Функція прогину валка $y_{\Pi}(z)$ під дією сил F при відсутності робочого навантаження T/L має вигляд

$$y_z = (z)[F_a/(2El)](z^2 - Lz)$$

Функції прогину від робочого навантаження $y(z)$ і від сил контрвигину $y_{\Pi}(z)$ не ідентичні. Тому ідеальне вирівнювання зазору за допомогою контрвигину неможливо.

Значення необхідної сили F і відстані a , які є достатніми для повної компенсації прогину валка, наприклад, у центрі його можна визначити, прирівнявши $y_{\Pi}(z)$ до $y(z)$ при $z = L/2$. Розрахована таким чином сила F може значно перевищити саме розпірне зусилля T . Конструкція механізму контрвигину при цьому виявляється занадто металоемною і громіздкою, а втрати енергії на тертя в ній досить значними. Із цієї причини контрвигин як самостійний прийом компенсації прогину не застосовують, а використовують його сумісно з бомбирівкою. Бомбирівку виконують із розрахунку мінімально можливого

значення розпiрного зусилля T_{min} . Виникаюча ж при роботi каландра некомпенсована частина прогину вiд рiзницi сил $T-T_{min}$ (де T – розпiрне зусилля, яке фактично дiє при даному режимi каландрування) усувається з допомогою контрвигину валкiв.

В сучасних конструкцiях замість бомбиривки i контрвигину застосовується також прийом перехрещування (перекосу) валкiв Рис. 3.15. Конструкцiя механiзму перекосу з пiдшипниковим вузлом валкiв каландрiв представлена Рис. 1.9. Розглянемо цей прийом на прикладi двох розташованих у горизонтальній площині валкiв 1 i 2 трьохвалкового Г-подiбного каландру.

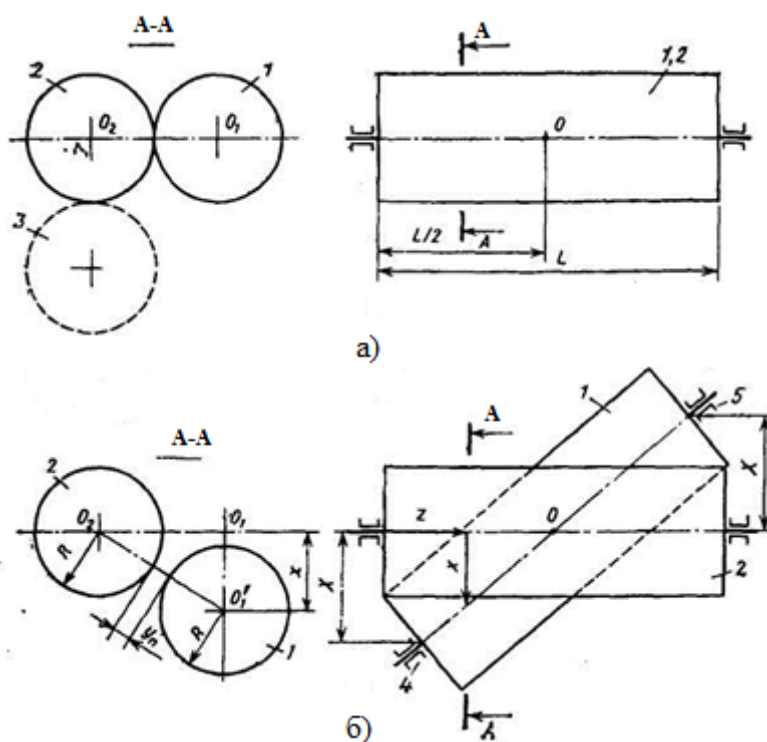


Рис. 3.15. Схема перехрещування (перекосу) валкiв

Якщо валки наблизити один до одного до торкання, то вони займуть положення, як показано на Рис. 3.15,а. Якщо потiм валок 1 повернути у вертикальній площині щодо горизонтальної осi O , що проходить через середину робочої частини валкiв, то вiн займе положення вiдносно валка 2, як показано на Рис. 3.15,б. Торкання валкiв збережеться при цьому тiльки в одній точцi, розташованiй на осi повороту O . У всiх iнших мiсцях по довжині робочої частини утвориться зазор мiж валками u_{II} тим бiльший, чим бiльший зсув x центра

перетину O'_1 валка 1 від первісного положення O_1 . Зсув x пов'язаний з координатою положення перетину z наступним співвідношенням:

$$x = (2X/L)(z - L/2)$$

де x – зсув крайових перетинів робочої частини валка, практично дорівнює зсувам підшипників 4 і 5.

Для трикутника $O_2 O_1 O'_1$ справедливо співвідношення:

$$(O'_1 O_2)^2 = (O'_1 O_2)^2 + (O_2 O'_1)^2 \text{ або } (2R + y_{\text{п}})^2 = (2R)^2 + x^2$$

$$\text{звідки } 4R^2 + 4Ry_{\text{п}} + y_{\text{п}}^2 = 4R^2 + x^2.$$

Зазор $y_{\text{п}}$ – величина малого порядку відносно R і x , тому зневажаючи доданком $y_{\text{п}}^2$, можна отримати

$$y_{\text{п}} = (4R)^{-1}x^2.$$

Вводячи сюди вирази для x , можна знайти функцію розподілу зазору $y_{\text{п}}$ по довжині робочої частини валків:

$$y_{\text{п}}(z) = (4R)^{-1} \left(\frac{2X}{L} \right)^2 (z - L/2)^2$$

Вигляд цієї функції показано на Рис. 3.16а.

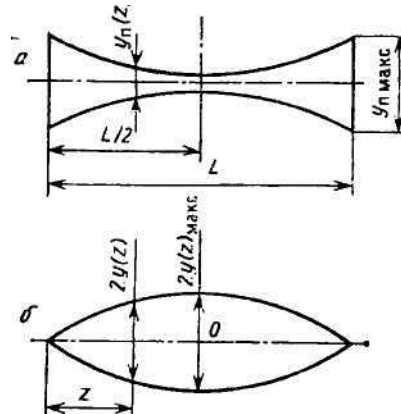


Рис. 3.16. Вигляд функцій $y_{\text{п}}(z)$ (а) і $2y(z)$ (б)

Повна величина зазору h при роботі каландра з перекосом валків дорівнює:

$$h = h_0 + 2y(z) + y_{\text{п}}(z)$$

де h_0 – зазор між валками до їхнього перекосу і подачі матеріалу.

Для забезпечення сталості зазору h по довжині робочої частини валків z необхідне дотримання умови

$$2y(z) + y_{II}(z) = const$$

Ця умова суворо не може бути виконана. Однак можна домогтися, щоб значення цієї суми були рівні принаймні у двох крапках по довжині робочої частини: посередині і по її краях:

$$2y(z) \Big|_{z=L/2} + y_{II}(z) \Big|_{z=L/2} = 2y(z) \Big|_{z=0} + y_{II}(z) \Big|_{z=0}$$

Уводячи в цю умову вирази для $y(z)$ і $y_{II}(z)$ відповідно, можна отримати:

$$\frac{5TL^3}{192EJ} + 0 = 0 + \frac{X^2}{4R}$$

Таким чином, можна розрахувати величину x , на яку потрібно змістити підшипники валка, щоб значення зазору в середині і по краях валка були рівні.

З метою компенсації угину валків каландрів вони оснащуються механізмами перекошу валків або контур угину або робоча частиною валків каландрів виконують бомбірованими.

3.5.Привід вальців

Кінематична схема привода валків вальців представлена на Рис.3.17. Обертання валків 1 і 2 вальців передається від електродвигуна 8 через конічно–циліндричний редуктор 9 і зубчасту пару 5, 10. З нерухомого заднього валка 1 обертання передається передньому рухомому валку 2 через пару шестірень 4, 3. Фрікція валків (обумовлена неоднаковістю частот їхнього обертання і окружних швидкостей) забезпечується тим, що число зубців цих шестірень не є однаковим (менше в шестірні 4). Такі шестірні називаються фрікційними.

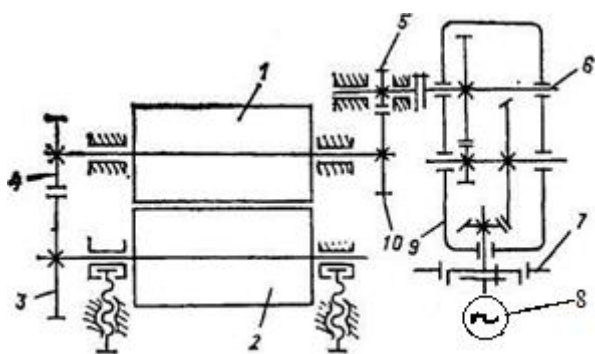


Рис.3.17. Кінематична схема привода валків вальців:

1, 2 – валки; 3, 4, 5, 10 – зубчасті пари; 6 – вихідний вал редуктора; 7 – гальмо; 8 – електродвигун; 9 – редуктор

Вальці оснащуються колодковим або стрічковим гальмом 7.

Привод вальців може бути індивідуальним, як це показано на Рис.3.17, і груповим. Наприклад, до другого кінця вихідного вала 6 редуктора 9 можуть бути приєднані другі вальці. Існують групи із трьох вальців із загальним приводом.

В залежності від розташування привода відносно робочого місця вальці бувають із лівим або правим приводами (на Рис.3.17 – правий привод).

На початку циклу обробки матеріалу на вальцях (наприклад, підігрів матеріалу при готуванні гумових сумішей) споживча потужність в 1,5...2 рази перевищує її середнє значення за цикл. Це варто враховувати при виборі типу електродвигуна. На вальцях найчастіше встановлюють асинхронні двигуни змінного струму.

До привода каландрів пред'являються більш різнобічні вимоги, чим до привода вальців. По-перше, привод повинен забезпечувати плавний вивід валків з малої швидкості (3...6 м/хв), при якій проводиться заправлення тканини або корда та інші підсобні операції, пов'язані з пуском каландра в роботу, на робочу швидкість. По-друге, він повинен з високою стабільністю підтримувати робочу швидкість валків, яка залежно від виконуваної операції може лежати в діапазоні від 50 до 120 м/хв. По-третє, привод, так само як і у вальців, повинен витримувати короточасні перевантаження до 300 %. По-четверте, привод повинен забезпечувати необхідне значення коефіцієнта фрікції для кожної пари валків.

Перша, друга і третя вимоги задовольняються при використанні електродвигунів постійного струму із шунтовою обмоткою, що допускають регулювання частоти обертання в діапазоні 1:10. Ці двигуни можуть використовуватися також і для електродинамічного гальмування каландра при його зупинці. Так що необхідність гальма в цьому випадку відпадає.

На четвертій вимозі потрібно зупинитися більш докладно. Необхідне значення коефіцієнта фрікції для кожної пари валків визначається процесом, що реалізується в зазорі між цими валками. Наприклад, промазка тканини. У зазорі між першим і другим валками відбувається інтенсивний розігрів суміші (коефіцієнт фрікції 1.4...1.5). У зазорі між другим і третім валками остаточно калібрується шар гуми, який йде на промазку; оптимальний для остаточно калібрування коефіцієнт фрікції дорівнює 1. В останньому зазорі відбувається промазка. Інтенсивне втирання гумової суміші в пори тканини можливо, якщо коефіцієнт фрікції становить не менш 1.3...1.4.

Таким чином, якщо привод каландра не дозволяє змінювати коефіцієнти фрікції в кожній парі валків, то на таких каландрах можливе виконання обмеженого числа операцій. Каландри з таким приводом, як правило, випускають спеціалізованими. Привод універсальних каландрів повинен забезпечувати можливість безступінчастого і незалежного регулювання коефіцієнта фрікції для кожної пари валків.

Якщо кожна пара валків має свою пару фрикційних шестірень, навіть якщо каландр оснащений двигуном постійного струму, то він має наступні недоліки: сталість коефіцієнта фрікції в кожній парі валків; дія радіальних сил на кінцях валків, що несуть фрікційні шестірні; обмежена можливість регулювання міжвалкового зазору; неможливість використання прийому перекоосу валків.

На останніх трьох недоліках варто зупинитися більш докладно.

У зачепленні фрікційних шестірень виникають сили, які передаються на шийку валка і вносять свій внесок у його прогин. На шийку іншого кінця валка діють інші по величині сили. Несиметричність навантаження валка викликає

неконтрольований перекіс його в межах зазорів з'єднань. Як несиметричний прогин валка, так і перекіс його створюють міжвалковий зазор.

При збільшенні зазору змінюється міжцентрова відстань фрікційної пари шестірень. Щоб шестірні при цьому не виходили із зачеплення, їх виконують із більшим модулем і коригованими. Виготовлення коригованих коліс більш складне; збільшення ж модуля при збереженні діаметрів коліс погіршує плавність їхнього ходу. Останній недолік у значній мірі компенсується тим, що виконують косозубе зачеплення, а щоб при цьому на валках не виникали осьові зусилля, встановлюють шевронні пари шестірень.

Інші кінематичні схеми привода валків, які вільні від цього недоліку, наведені на Рис. 3.18. У приводі (Рис. 3.18,а) фрікційні шестірні розміщені не на валках 1, а в корпусі редуктора 4. Кожному валку відповідає свій вихідний вал 3 редуктора. Вихідні вали з'єднані з валками шпинделями 5, які мають по два шарніра Гука 2. При цьому типі привода валки не сприймають сил, які виникають у зачепленні фрікційних шестірень; на них передається зі шпинделя тільки крутний момент. Шарніри шпинделів допускають значні радіальні (до 30 мм) і кутові (до 10°) зсуви валків щодо вихідних валів редуктора. Це дозволяє регулювати зазор і здійснювати перекіс валків в потрібних за умовами технології межах. Однак один зі згаданих недоліків властивий і цьому типу привода: сталість коефіцієнтів фрікції .

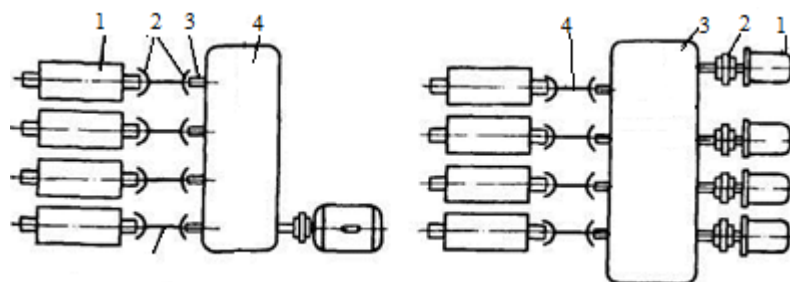


Рис. 3.18. Схеми компоновки приводів каландрів:

- а) привод валків від одного електродвигуна (1 – валок; 2 – шарніри Гука; 3 – вихідний вал редуктора; 4 – редуктор; 5 – шпиндель); б) незалежний привод валків (1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – шпиндель)

Схема привода валків універсальних каландрів показана на Рис. 3.18,б. Кожен валок має незалежний привод, що включає в себе електродвигун 1, муфту 2, редуктор 3 і шпindel 4. Всі редуктори кінематично незалежні один від одного, але мають загальний корпус. Регулювання коефіцієнтів фрикції здійснюється зміною частоти обертання двигунів.

Конструкція шпинделя привода валків показана на Рис. 3.19.

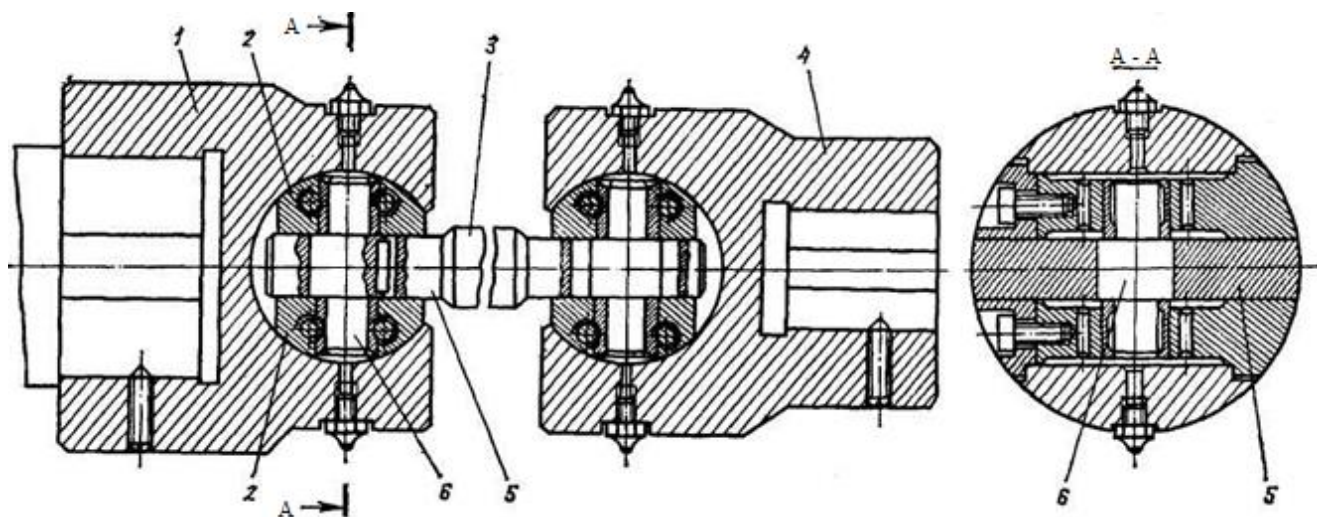


Рис. 3.19. Шарнірний шпindel привода валка:

1, 4 – муфти; 2 – вкладиш; 3 – шпindel; 5 – лопата; 6 – вісь

Ліва муфта 1 надівається на кінець валка, права 4 – на вихідний вал редуктора. У циліндричному розточенні кожної з напівмуфт встановлено шарніри. Тіло шпинделя 3 циліндричне, а кінці його виконано у вигляді плоских лопат 5. У лопаті виконано отвір, в який вставлена вісь 6. На обидва кінці осі встановлено вкладиші 2. Лопата шпинделя може провертатися щодо вкладишів навколо осі 6, а вкладиші в зборі з віссю і шпинделем можуть обертатися відносно муфти навколо осі OO_1 . У правій лопаті отвір для осі овальний, тому відстань між осями шарнірів може змінюватися в межах овальності отвору.

3.5.1. Розрахунок універсального шпинделя

Розрахункова схема вилки універсального шпинделя представлена на Рис. 3.20

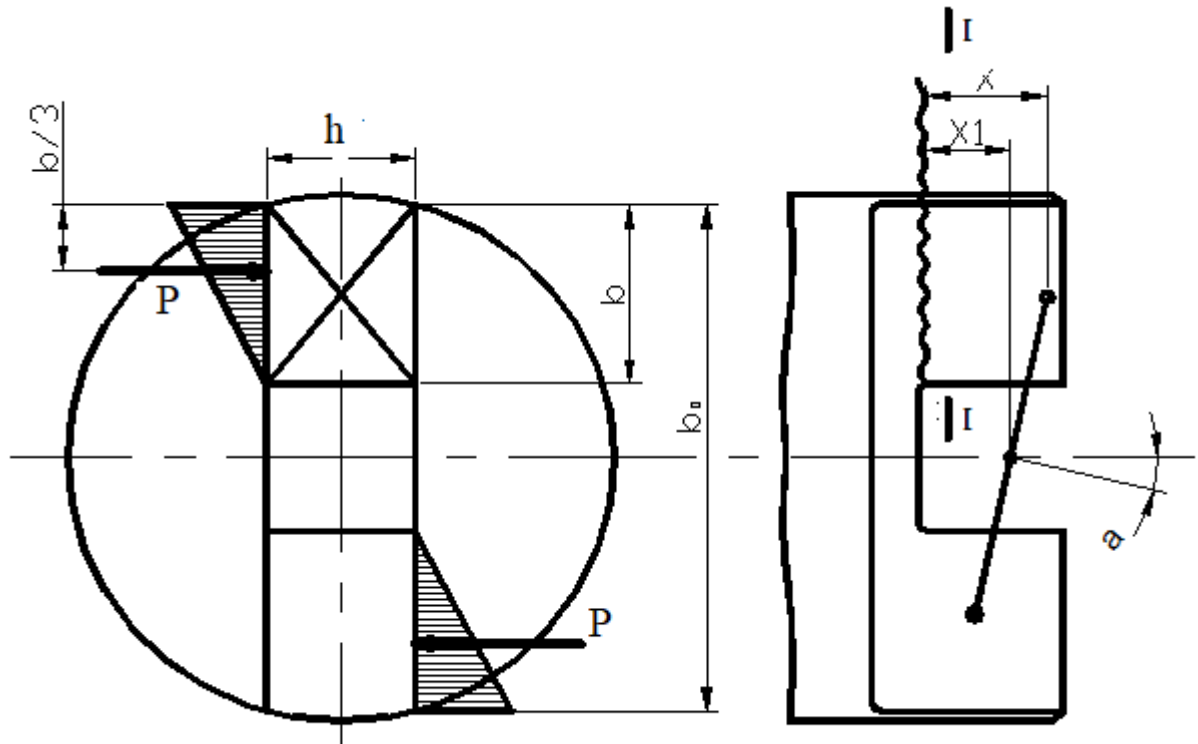


Рис. 3.20. Схема дії сил на лопасть з прорізу.

На лопасть вилки універсального шпинделя діють крутний та згинаючий моменти.

Крутний момент дорівнює

$$M_{кр} = 9550 \frac{N}{n},$$

де $N = 75$ кВт – потужність електродвигуна;

$n = 18$ об/хв – частота обертання карданного вала.

$$M_{кр} = 9550 \frac{75}{18} = 39792 \text{ Нм.}$$

Сила, яку сприймає шарнір

$$P_{ш} = \frac{M_{кр}}{b_0 - \frac{2}{3}b},$$

де $2b = 0,28$ м – відстань між серединами цапф хрестовини;

$$P_{uu} = \frac{39792}{0,28} = 142113H.$$

Згинаючий момент небезпечному перерізі вилки

$$M_{зг} = P_{uu} \cdot x,$$

де $x = 0,13$ м – плече згину;

$$M_{зг} = 142113 \cdot 0,13 = 18475Hм.$$

Напруження згину в цьому перерізі

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{зг}},$$

де $W_{зг}$ - момент опору згину небезпечного перерізу

$$W_{зг} = \frac{Sb^2}{6},$$

$S = 0,04$ м ; $b = 0,16$ м – геометричні розміри перерізу;

$$W_{зг} = \frac{0,04 \cdot 0,16^2}{6} = 171 \cdot 10^{-6} м^3,$$

$$\sigma_{зг} = \frac{18475}{171 \cdot 10^{-6}} = 108МПа.$$

$[\sigma]_{зг} = 130$ МПа – допустиме напруження згину для матеріалу вилки – сталь
45.

$$\sigma_{зг} < [\sigma]_{зг} - \text{умови міцності виконуються.}$$

Нахил вісей валів зумовлює згинаючий момент, який прикладений в площині вилки на ведучому валу

$$M_{зг} = M_{кр} \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

де $\gamma = 15^\circ$ - кут нахилу вісей валів;

$$M_{зг} = 39792 \cdot \operatorname{tg} 15 = 9553Hм.$$

Напруження згину в перерізі вилки на ведучому валу

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{\underline{\underline{II}}}},$$

де $W_{\underline{\underline{II}}}$ - момент опору згину в даному перерізі;

$$W_{\underline{\underline{II}}} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D},$$

де $D = 0,16$ м – зовнішній діаметр вилки в цьому перерізі;

$d = 0,08$ м – внутрішній діаметр вилки в цьому перерізі;

$$W_{\underline{\underline{II}}} = \frac{3,14(0,16^4 - 0,08^4)}{32 \cdot 0,16} = 377 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

$$\sigma_{32} = \frac{9553}{377 \cdot 10^{-6}} = 25 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення в даному перерізі дорівнює

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{\rho}},$$

де W_{ρ} – полярний момент опору;

$$W_{\rho} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16 \cdot D},$$

$$W_{\rho} = \frac{3,14(0,16^4 - 0,08^4)}{16 \cdot 0,16} = 754 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

$$\tau = \frac{39792}{754 \cdot 10^{-6}} = 53 \text{ МПа}.$$

Еквівалентне напруження

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{32}^2 + 3\tau^2};$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{25^2 + 3 \cdot 53^2} = 95 \text{ МПа}.$$

$[\sigma]_P = 105$ МПа – допустиме напруження розтягу для матеріалу

вилки - сталь 45.

$$\sigma_{екв} < [\sigma]_P.$$

3.6. Розрахунок станини вальців на міцність

Станина – найбільш металлоємна частина машини. Маса станини каландрів може досягати 50 т. При конструюванні станини варто прагнути до зменшення її маси.

Деформації станини під впливом робочих зусиль, які передаються на неї з валків через підшипники, вносять свій внесок у зміну міжвалкових зазорів. Ця зміна для вальців, як ми вже відзначали, практично не впливає на якість обробленого на них матеріалу, тому вимоги до жорсткості станини вальців невисокі. Фактором, яким лімітується зменшення маси станин вальців, є їхня міцність, а не жорсткість. У каландрів же прогини станини, що безпосередньо впливають на зміну робочих зазорів, не повинні перевищувати точності регулювання і підтримки сталості зазорів. Із цієї причини, як правило, станини вальців розраховуються, виходячи з умови міцності, а каландрів – з умови необхідної жорсткості.

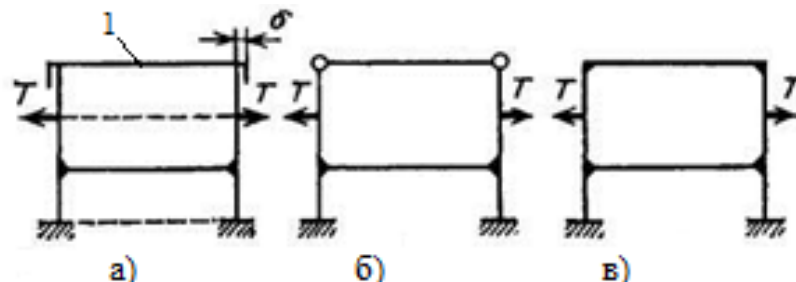


Рис.3.21. Розрахункові схеми різних конструкцій станин вальців

При виконанні зазначених розрахунків станини розглядають як статично невизначені рами із жорсткими або шарнірними з'єднаннями елементів.

Для станини вальців залежно від їхньої конструкції можливі три розрахункові схеми (Рис.3.21). Варіант а) відповідає конструкції зі знімною, накладною траверсою 1. Зазор δ між траверсою і стійкою рами не перешкоджає прогину стійки під дією розпирного зусилля T . Наявністю траверси при розрахунку рами в цьому випадку зневажають. Якщо накладна траверса виконана таким чином, що зазор дорівнює нулю, то приймають розрахункову схему за варіантом б). Варіант в) відповідає траверсі, виконаній за одне ціле зі станиною.

Станини перших двох типів, які представлено на Рис.3.21, називають відкритими, третього типу – закритими. Валки при ремонті виймаються із закритої станини збоку, для чого необхідні спеціальні монтажні площадки збоку вальців; технологія монтажу в цьому випадку більш складна. Сучасні конструкції вальців мають переважно відкриті станини.

Стійки і перетинки станин, а також траверси виконують найчастіше двотаврового перетину (рідше – коробчастого). Товщина стінок перетинів може бути від 15 до 35 мм в залежності від типорозміру машини.

С метою підвищення довговічності станин всі поверхні тертя їх із сусідніми деталями і складальними одиницями виконують в знімних елементах. Так, у місці тертя об станину упорного гвинта механізму регулювання зазору вводять змінну втулку. У місцях тертя корпусів підшипників при регулюванні межвалкового зазору на станини встановлюють змінні накладки.

Розрахунок станини вальців.

Станина вальців бере на себе зусилля, які з'являється від статичних і динамічних навантажень, і забезпечує незмінність відносного положення змонтованих на ній вузлів та деталей машини.

Станина вальців складається з Н-подібної рами і траверси таврового перерізу. Вона відноситься до типу рам з жорстким з'єднанням. Це пояснюється тим, що присутні замки на траверсі, а на Н-подібній рамі встановлюється траверса, яка з'єднуються з рамою болтами.

Така станина вальців являє собою статично невизначену станину. Для того щоб її розрахувати використовуються канонічні рівняння метода сил.

Канонічні рівняння метода сил виражають еквівалентність лінійних і кутових переміщень основної і заданої систем; по правді кажучи це є кінематичні рівняння.

В методі сил коефіцієнтами при невідомих є переміщення, виникаючі в основній системі під дією одиничних зусиль. В методі сил невідомими є ті чи інші силові фактори. Визначення сумарних згинаючих моментів.

Станину вальців приводимо до вигляду замкнутої прямокутної рами на опорах (Рис. 3.22).

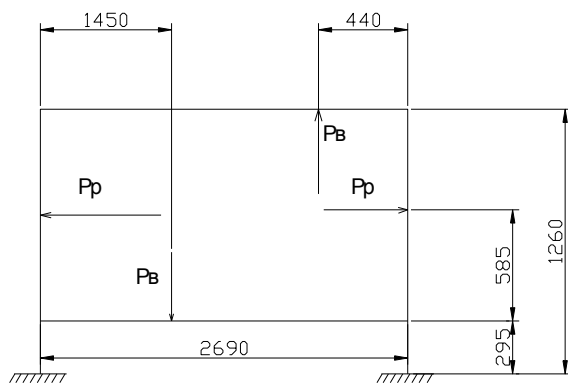


Рис. 3.22. Вихідна система.

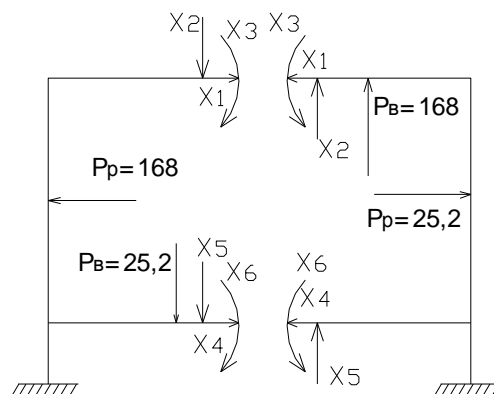


Рис. 3.23. Основна система.

Основну систему отримуємо розрізавши раму по площині симетрії.

Позначимо через x_1 і x_2 кососиметричні силові фактори, а через x_3, x_4, x_5 і x_6 – симетричні. Тоді можна записати систему канонічних рівнянь.

У цьому випадку рівнянь буде шість. І в рівняннях буде шість невідомих.

Визначимо переміщення, які входять в канонічні рівняння, переміщенням відповідних епюр, за формулою Верещагіна:

$$\Delta_{ip} = \sum \frac{W y_c}{EI} \quad (3.16)$$

де EI - жорсткість при вигині;

W - площа епюри;

y_c - ордината центра тяжіння.

$$\begin{aligned} \delta_{12} = \delta_{21} = \delta_{23} = \delta_{32} = \delta_{24} = \delta_{42} = \delta_{15} = \delta_{31} = \delta_{26} = \\ = \delta_{62} = \delta_{35} = \delta_{53} = \delta_{56} = \delta_{65} = \delta_{54} = \delta_{45} = 0. \end{aligned}$$

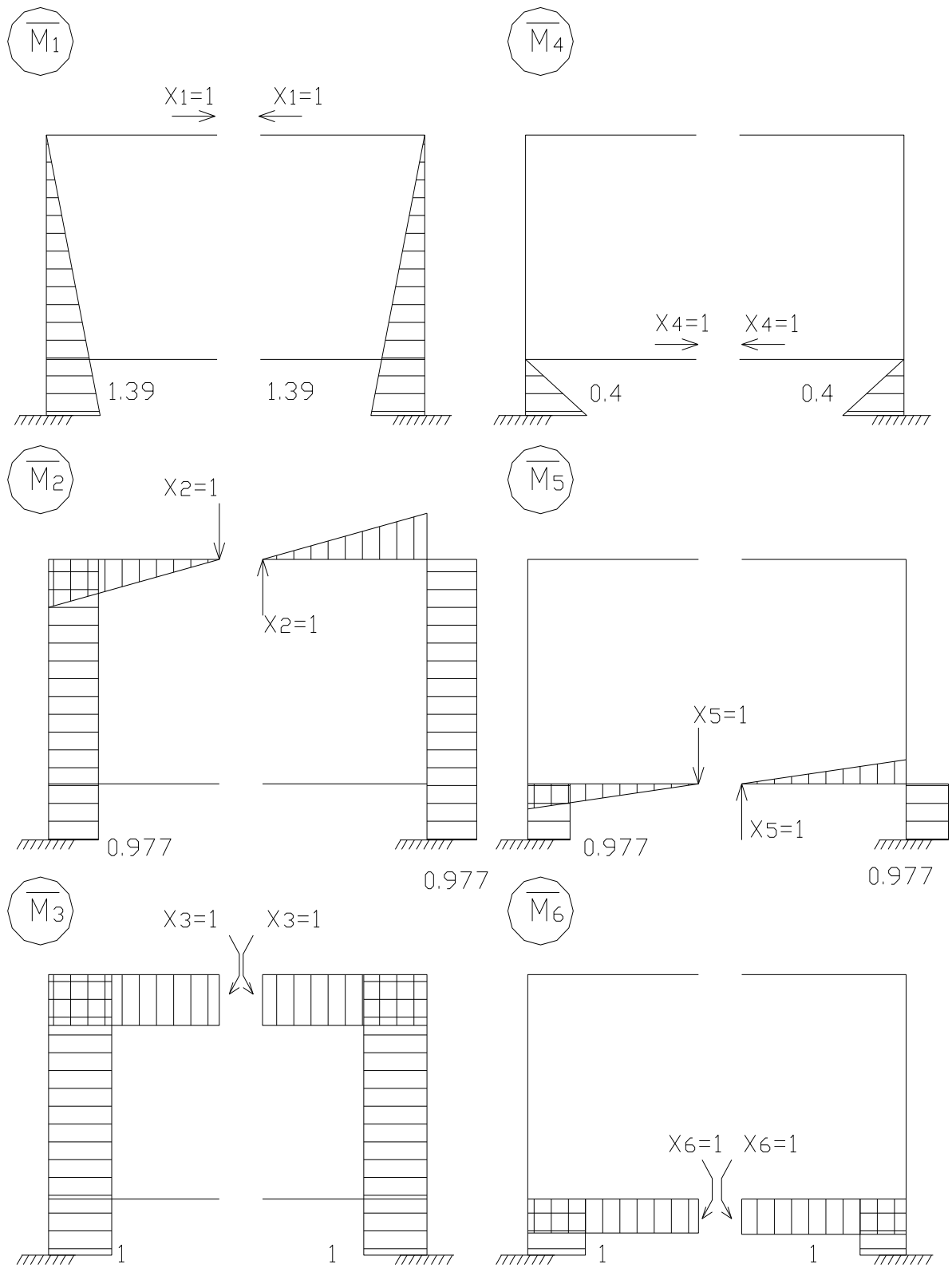


Рис. 3.24. Епюри моментів від одиночних сил.

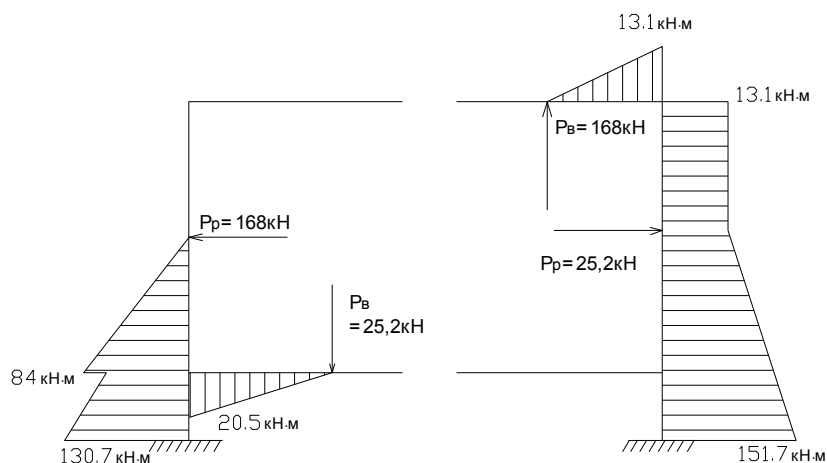


Рис. 3.25. Епюра моментів від діючих навантажень.

Це виникає тому, що в кососиметричній рамі не виникає взаємних симетричних переміщень під дією кососиметричних навантажень.

$$\delta_{11} = 2 \frac{1}{EI} \left(1.39 \cdot 1.39 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 1.39 \right) = \frac{1.79}{EI},$$

$$\delta_{22} = 2 \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 0.9775 \cdot 0.9775 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0.9775 + 1.39 \cdot 0.9775 \cdot 0.9775 \right) = \frac{3.28}{EI},$$

$$\delta_{33} = 2 \frac{1}{EI} (0.9775 \cdot 1 \cdot 1 + 1.39 \cdot 1 \cdot 1) = \frac{4.735}{EI},$$

$$\delta_{44} = 2 \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 0.4 \cdot 0.4 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0.4 \right) = \frac{0.043}{EI},$$

$$\delta_{55} = 2 \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 0.9775 \cdot 0.9775 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0.9775 + 0.9775 \cdot 0.4 \cdot 0.9775 \right) = \frac{1.397}{EI},$$

$$\delta_{66} = 2 \frac{1}{EI} (1 \cdot 0.9775 \cdot 1 + 1 \cdot 0.4 + 1) = \frac{2.775}{EI},$$

$$\delta_{13} = 2 \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 1.39 \cdot 1.39 \cdot 1 \right) = \frac{1.93}{EI},$$

$$\delta_{14} = 2 \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 0.4 \cdot 0.4 \cdot 1.257 \right) = \frac{0.2}{EI},$$

$$\delta_{16} = 2 \frac{1}{EI} (0.4 \cdot 1 \cdot 1.19) = \frac{0.952}{EI},$$

$$\delta_{25} = 2 \frac{1}{EI} (0.9775 \cdot 0.4 \cdot 0.9775) = \frac{0.76}{EI},$$

$$\delta_{34} = 2 \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 0.4 \cdot 0.4 \cdot 1 \right) = \frac{0.16}{EI},$$

$$\delta_{36} = 2 \frac{1}{EI} (1 \cdot 0.4 \cdot 1) = \frac{0.8}{EI},$$

$$\delta_{46} = 2 \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 0.4 \cdot 0.4 \cdot 1 \right) = \frac{0.16}{EI}.$$

Переміщення Δ_{ip} :

$$\Delta_{1p} = -\frac{1}{EI} \left\{ \left[\frac{1}{2} \cdot 0.5 \cdot 84 \cdot 0.74 + 63.5 \cdot 0.4 \cdot 1.19 + \frac{1}{2} \cdot 67.2 \cdot 0.4 \cdot 1.257 \right] + \left[13.1 \cdot 1.39 \cdot 0.735 + \frac{1}{2} \cdot 138.1 \cdot 0.9 \cdot 0.94 \right] \right\} = -\frac{134.46}{EI},$$

$$\Delta_{2p} = \frac{1}{EI} \left\{ -\left[\frac{1}{2} \cdot 0.5 \cdot 84 \cdot 0.9775 + 63.5 \cdot 0.4 \cdot 0.9775 + \frac{1}{2} \cdot 67.2 \cdot 0.4 \cdot 0.9775 \right] + \left[\frac{1}{2} \cdot 13.1 \cdot 0.52 \cdot 0.824 + 13.1 \cdot 1.39 \cdot 0.9775 + \frac{1}{2} \cdot 138.1 \cdot 0.9 \cdot 0.9775 \right] \right\} = -\frac{22.86}{EI},$$

$$\Delta_{3p} = -\frac{1}{EI} \left\{ \left[\frac{1}{2} \cdot 0.5 \cdot 84 \cdot 1 + 63.5 \cdot 0.4 \cdot 1 + \frac{1}{2} \cdot 67.2 \cdot 0.4 \cdot 1 \right] + \left[\frac{1}{2} \cdot 13.1 \cdot 0.592 + 1.391 \cdot 13.1 \cdot 1 + \frac{1}{2} \cdot 138.1 \cdot 0.9 \cdot 1 \right] \right\} = -\frac{144.1}{EI},$$

$$\Delta_{4p} = -\frac{1}{EI} \left\{ \left[63.5 \cdot 0.4 \cdot 0.2 + \frac{1}{2} \cdot 67.2 \cdot 0.4 \cdot 0.267 \right] + \left[97.1 \cdot 0.4 \cdot 0.2 + \frac{1}{2} \cdot 67.2 \cdot 0.4 \cdot 0.267 \right] \right\} = -\frac{20.03}{EI},$$

$$\Delta_{5p} = \frac{1}{EI} \left\{ \left[\frac{1}{2} \cdot 13.1 \cdot 0.592 \cdot 0.824 - 63.5 \cdot 0.4 \cdot 0.9775 - \frac{1}{2} \cdot 67.2 \cdot 0.4 \cdot 0.9775 \right] + \left[97.1 \cdot 0.4 \cdot 0.9775 + \frac{1}{2} \cdot 0.4 \cdot 67.2 \cdot 0.9775 \right] \right\} = \frac{16.33}{EI},$$

$$\Delta_{6p} = \frac{1}{EI} \left\{ \left[\frac{1}{2} \cdot 13.1 \cdot 0.52 \cdot 1 - 63.5 \cdot 0.4 \cdot 1 - \frac{1}{2} \cdot 67.2 \cdot 0.4 \cdot 1 \right] + \left[-97.1 \cdot 0.4 \cdot 1 - \frac{1}{2} \cdot 67.2 \cdot 0.4 \cdot 1 \right] \right\} = -\frac{87.71}{EI}.$$

Знайдені значення переміщень підставляємо в канонічні рівняння:

$$\begin{cases} 1.79x_1 + 0x_2 + 1.93x_3 + 0.2x_4 + 0x_5 + 0.952x_6 = 134.46 \\ 0x_1 + 3.28x_2 + 0x_3 + 0x_4 + 0.74x_5 + 0x_6 = -22.86 \\ 1.93x_1 + 0x_2 + 4.735x_3 + 0.16x_4 + 0x_5 + 0.8x_6 = 144.1 \\ 0.2x_1 + 0x_2 + 0.16x_3 + 0.043x_4 + 0x_5 + 0.16x_6 = 20.03 \\ 0x_1 + 0.74x_2 + 0x_3 + 0x_4 + 1.387x_5 + 0x_6 = -16.33 \\ 0.952x_1 + 0x_2 + 0.8x_3 + 0.16x_4 + 0x_5 + 2.755x_6 = 87.71. \end{cases}$$

Розв'язавши систему з шістьох рівнянь з шістьма невідомими, отримуємо наступні результати:

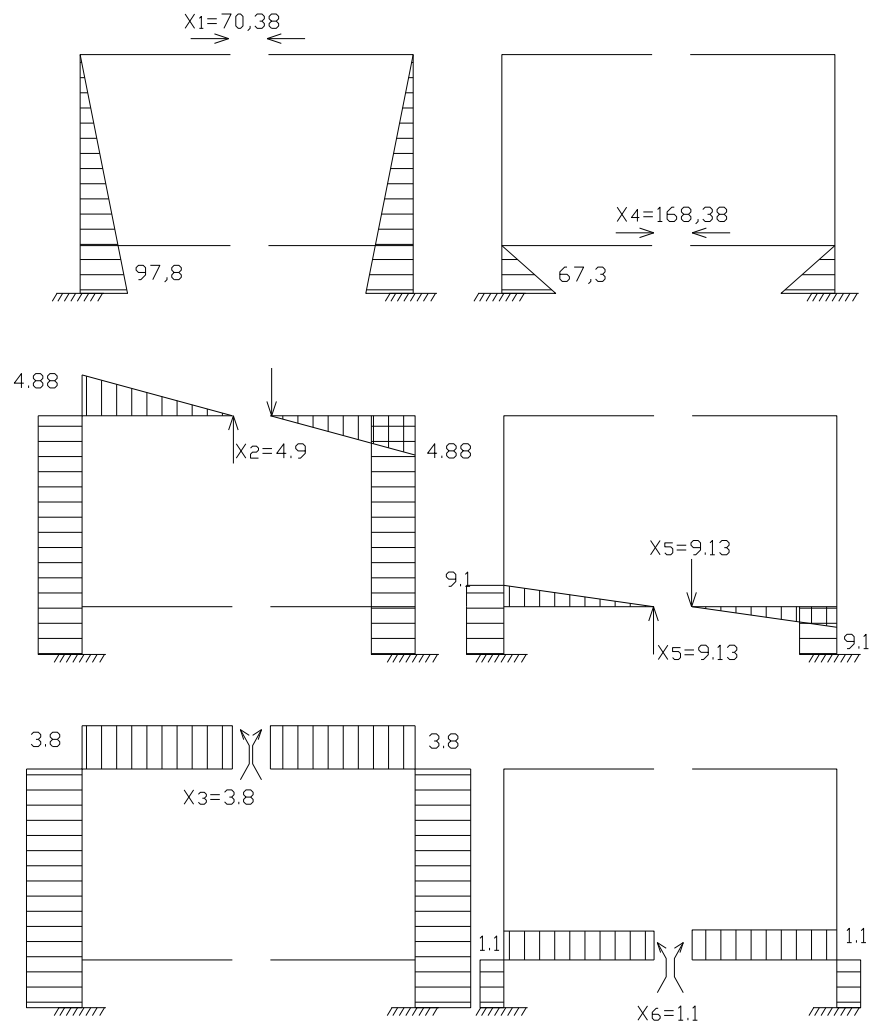


Рис. 3.26. Епюри моментів M_x .

$$x_1 = 70.38730;$$

$$x_2 = -4.908565;$$

$$x_3 = -3.751070;$$

$$x_4 = 168.28380;$$

$$x_5 = -9.135008;$$

$$x_6 = -1.116976.$$

Перемноживши одиничні епюри на відповідні значення x_i , отримаємо епюри моментів M_x (Рис. 3.26).

$$\begin{cases} \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \delta_{14}x_4 + \delta_{15}x_5 + \delta_{16}x_6 + \delta_1 P = 0 \\ \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \delta_{24}x_4 + \delta_{25}x_5 + \delta_{26}x_6 + \delta_2 P = 0 \\ \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \delta_{34}x_4 + \delta_{35}x_5 + \delta_{36}x_6 + \delta_3 P = 0 \\ \delta_{41}x_1 + \delta_{42}x_2 + \delta_{43}x_3 + \delta_{44}x_4 + \delta_{45}x_5 + \delta_{46}x_6 + \delta_4 P = 0 \\ \delta_{51}x_1 + \delta_{52}x_2 + \delta_{53}x_3 + \delta_{54}x_4 + \delta_{55}x_5 + \delta_{56}x_6 + \delta_5 P = 0 \\ \delta_{61}x_1 + \delta_{62}x_2 + \delta_{63}x_3 + \delta_{64}x_4 + \delta_{65}x_5 + \delta_{66}x_6 + \delta_6 P = 0. \end{cases}$$

Можливо, що в цих рівняннях деякі з коефіцієнтів обертаються в нуль. Визначимо спочатку переміщення по способу Верещагіна. Для цього побудуємо епюри вигинаючих моментів від одиничних сил і зовнішніх навантажень (Рис.3.27), а потім визначимо переміщення, які входять в канонічні рівняння, перемноженням відповідних епюр (Рис.3.28,Рис. 3.29).

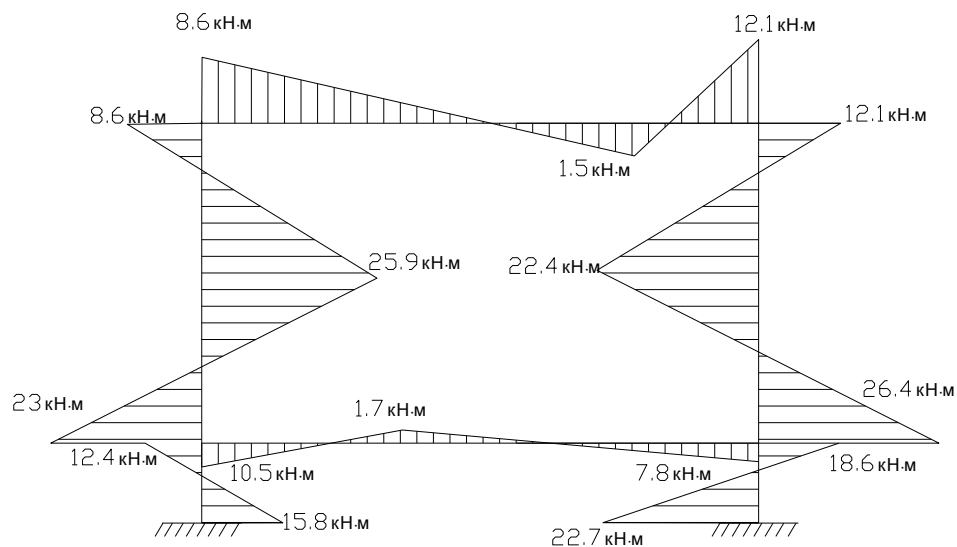


Рис.3.27. Сумарна епюра згинаючих моментів.

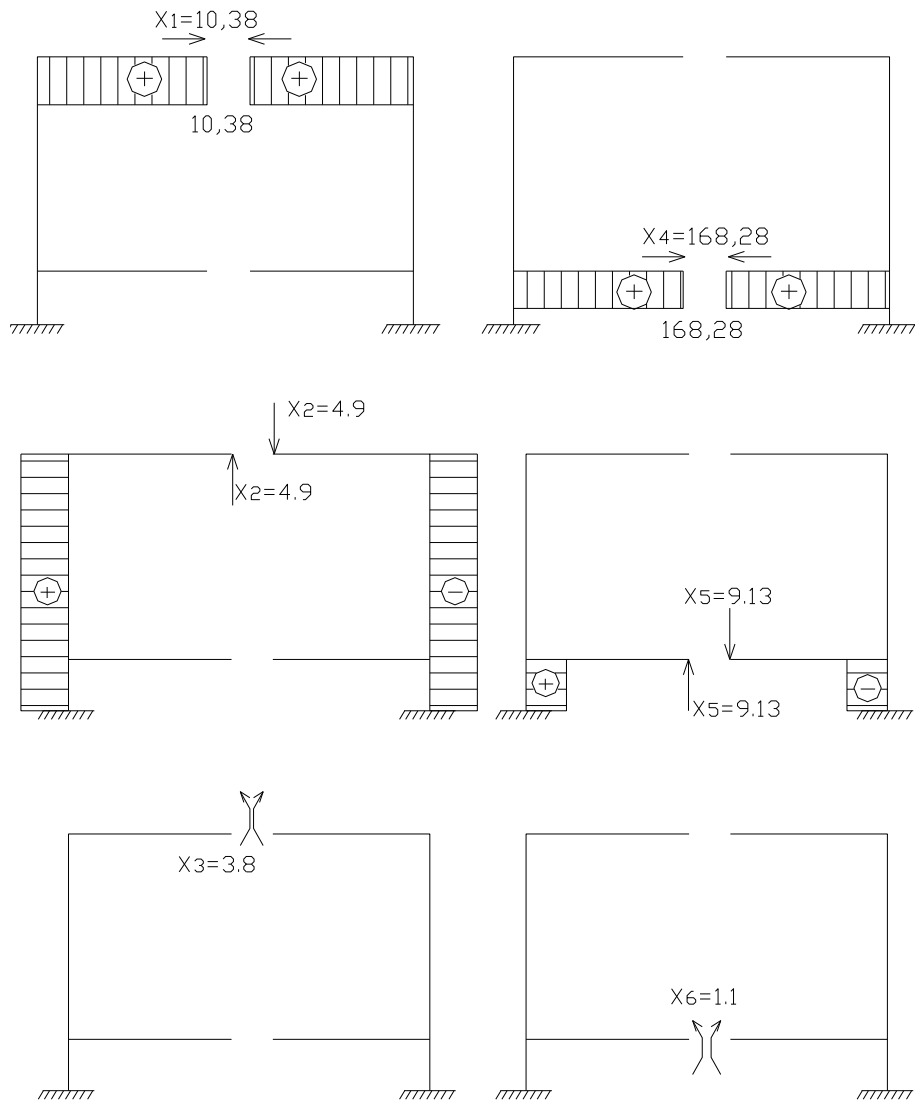


Рис.3.28.Епюри поздовжніх сил.

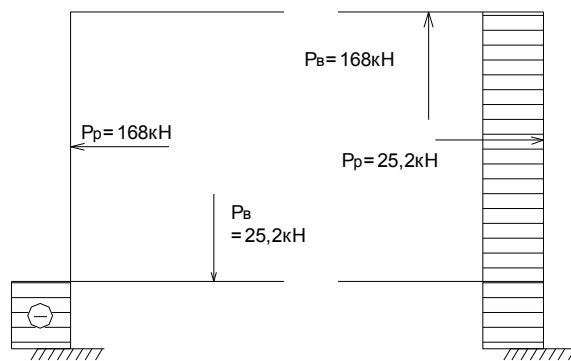


Рис. 3.29. Епюра поздовжніх сил від діючих навантажень.

Розглянувши сумарні епюри сил (Рис.3.30) і моментів (Рис. 3.26) можна відзначити, що найбільш небезпечними місцями конструкції є, в цілому, точки прикладення сил.

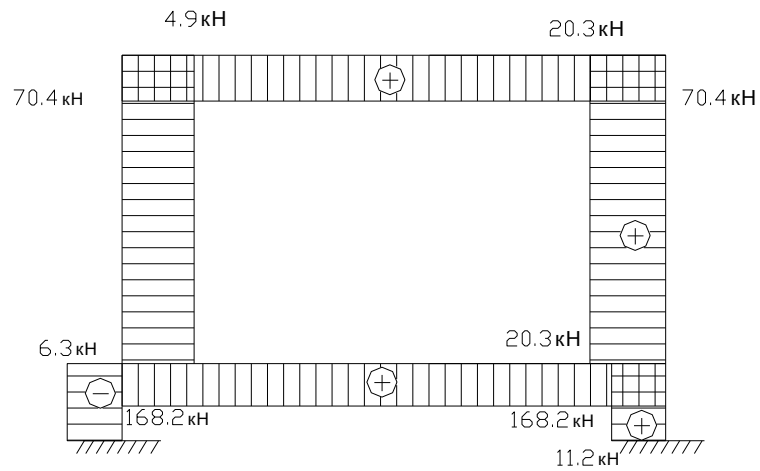


Рис.3.30. Сумарна епюра поздовжніх сил.

Визначення характеристик небезпечних перерізів станини.

Розрахунок перерізу I-I Рис. 3.31

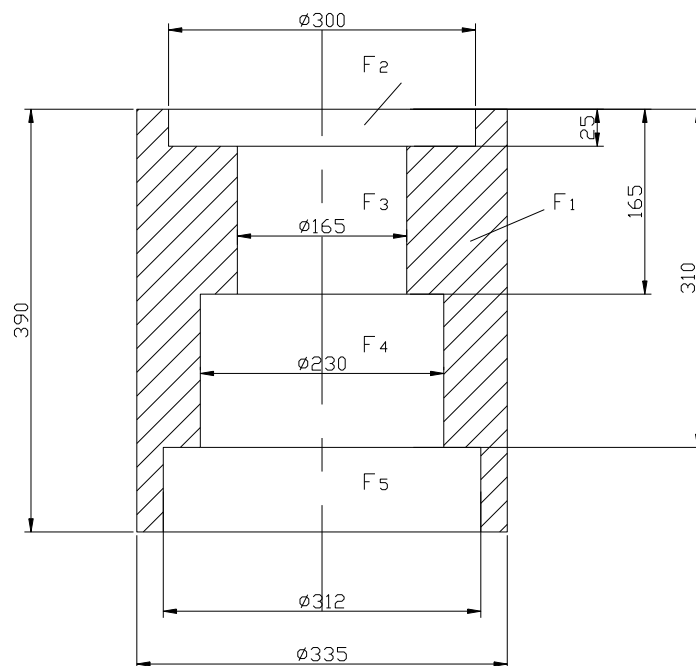


Рис. 3.31. Ескіз перерізу I-I.

Для визначення координат центра тяжіння перерізу розбиваємо його на ряд простих елементів: F_1, F_2, F_3, F_4 та F_5 .

Тоді:

$$y_c = \frac{F_1 y_1 - F_2 y_2 - F_3 y_3 - F_4 y_4 - F_5 y_5}{F_1 - F_2 - F_3 - F_4 - F_5},$$

де $F_1 = 0,39 \cdot 0,335 = 13,07 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ - площа елемента F_1 ;

$F_2 = 0,300 \cdot 0,025 = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ - площа елемента F_2 ;

$F_3 = 0,165 \cdot 0,140 = 23,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ - площа елемента F_3 ;

$F_4 = 0,230 \cdot 0,145 = 33,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ - площа елемента F_4 ;

$F_5 = 0,312 \cdot 0,080 = 24,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ - площа елемента F_5 ;

$y_1 = 0,195 \text{ м}$ - відстань від центра тяжіння елемента F_1 до вісі X-X;

$y_2 = 0,0125 \text{ м}$ - відстань від центра тяжіння елемента F_2 до вісі X-X;

$y_3 = 0,095 \text{ м}$ - відстань від центра тяжіння елемента F_3 до вісі X-X;

$y_4 = 0,2375 \text{ м}$ - відстань від центра тяжіння елемента F_4 до вісі X-X;

$y_5 = 0,350 \text{ м}$ - відстань від центра тяжіння елемента F_5 до вісі X-X.

$$y_c = \frac{13,07 \cdot 10^{-2} \cdot 0,195 - 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0125 - 23,1 \cdot 10^{-3} \times \\ \times 0,095 - 33,35 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2375 - 24,96 \cdot 10^{-3} \cdot 0,35}{13,07 \cdot 10^{-2} - 7,5 \cdot 10^{-3} - 23,1 \cdot 10^{-3} - 33,35 \cdot 10^{-3} - 24,96 \cdot 10^{-3}} = 0,1568 \text{ м}.$$

Визначимо моменти інерції окремих елементів перерізу:

$$I_1 = \frac{0,39 \cdot 0,335^3}{12} = 1,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_1;$$

$$I_2 = \frac{0,30 \cdot 0,025^3}{12} = 3,9 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_2;$$

$$I_3 = \frac{0,165 \cdot 0,14^3}{12} = 3,77 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_3;$$

$$I_4 = \frac{0.23 \cdot 0.145^3}{12} = 5.84 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_4;$$

$$I_5 = \frac{0.312 \cdot 0.08^3}{12} = 1.33 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_5.$$

$$I_x = I_1 + F_1(y_c - y_1)^2 - \left[I_2 + F_2(y_c - y_2)^2 + I_3 + F_3(y_c + y_3)^2 + \right. \\ \left. + I_4 + F_4(y_c - y_4)^2 + I_5 + F_5(y_c - y_5)^2 \right].$$

$$I_x = 1.22 \cdot 10^{-3} + 13.07 \cdot 10^{-2} (0.1568 - 0.195)^2 - \\ - \left[3.9 \cdot 10^{-7} + 7.5 \cdot 10^{-3} (0.1568 - 0.0125)^2 + 3.77 \cdot 10^{-5} + \right. \\ \left. + 2.31 \cdot 10^{-2} (0.1568 + 0.095)^2 + 5.84 \cdot 10^{-5} + \right. \\ \left. + 3.335 \cdot 10^{-2} (0.1568 - 0.2375)^2 + 1.33 \cdot 10^{-5} + \right. \\ \left. + 2.496 \cdot 10^{-2} (0.1568 - 0.35)^2 \right] = 0.7795 \text{ м}^4.$$

$$F = F_1 - F_2 - F_3 - F_4 - F_5,$$

$$F = 13.07 \cdot 10^{-2} - 0.75 \cdot 10^{-2} - 2.31 \cdot 10^{-2} - 3.335 \cdot 10^{-2} - 2.496 \cdot 10^{-2} = 4.18 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

Розрахунок перерізу II-II Рис.3.32

Для визначення координат центра тяжіння перерізу розбиваємо його на ряд простих елементів: F_1, F_2, F_3 .

Координата центра тяжіння:

$$y_c = \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3}{F_1 + F_2 + F_3},$$

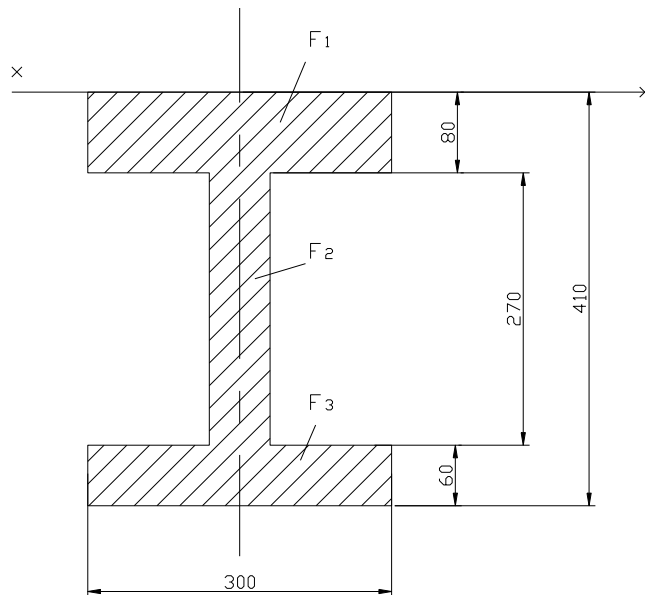


Рис.3.32. Ескіз перерізу II-II.

де $F_1 = 0.30 \cdot 0.08 = 2.4 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ - площа елемента F_1 ;

$F_2 = 0.27 \cdot 0.06 = 1.62 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ - площа елемента F_2 ;

$F_3 = 0.30 \cdot 0.06 = 1.8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ - площа елемента F_3 ;

$y_1 = 0.04 \text{ м}$ - відстань від центра тяжіння елемента F_1 до вісі x-x;

$y_2 = 0.215 \text{ м}$ - відстань від центра тяжіння елемента F_2 до вісі x-x;

$y_3 = 0.380 \text{ м}$ - відстань від центра тяжіння елемента F_3 до вісі x-x;

$$y_c = \frac{2.4 \cdot 10^{-2} \cdot 0.04 + 1.62 \cdot 10^{-2} \cdot 0.215 + 1.8 \cdot 10^{-2} \cdot 0.380}{2.4 \cdot 10^{-2} + 1.62 \cdot 10^{-2} + 1.8 \cdot 10^{-2}} = 0.194 \text{ м.}$$

Визначимо моменти інерції окремих елементів перерізу:

$$I_1 = \frac{0.3 \cdot 0.08^3}{12} = 1.54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_1;$$

$$I_2 = \frac{0.06 \cdot 0.27^3}{12} = 5.83 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_2;$$

$$I_3 = \frac{0.3 \cdot 0.06^3}{12} = 6.48 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_3.$$

$$I_x = I_1 + F_1(y_c - y_1)^2 + I_2 + F_2(y_c - y_2)^2 + I_3 + F_3(y_c - y_3)^2.$$

$$I_x = 15.4 \cdot 10^{-5} + 2.4 \cdot 10^{-2} (0.194 - 0.04)^2 + 5.83 \cdot 10^{-5} + 1.62 \cdot 10^{-2} \times \\ \times (0.194 - 0.215)^2 + 6.48 \cdot 10^{-5} + 1.8 \cdot 10^{-2} (0.194 - 0.380) = 1.4759 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

$$F = F_1 + F_2 + F_3,$$

$$F = 2.4 \cdot 10^{-2} + 1.62 \cdot 10^{-2} + 1.8 \cdot 10^{-2} = 5.82 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Розрахунок перерізу III-III Рис.3.33

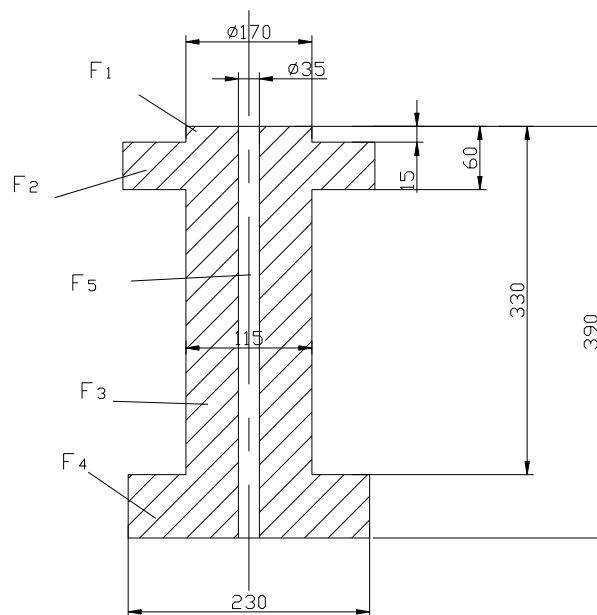


Рис.3.33. Ескіз перерізу III-III.

Для визначення координат центра тяжіння перерізу розбиваємо його на ряд простих елементів: F_1, F_2, F_3, F_4 та F_5 .

Тоді:

$$y_c = \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3 + F_4 y_4 - F_5 y_5}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 - F_5},$$

де $F_1 = 0.17 \cdot 0.015 = 25.5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ - площа елементу F_1 ;

$$F_2 = 0.23 \cdot 0.045 = 1.035 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 - \text{площа елемента } F_2;$$

$$F_3 = 0.27 \cdot 0.115 = 3.105 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 - \text{площа елемента } F_3;$$

$$F_4 = 0.23 \cdot 0.06 = 1.38 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 - \text{площа елемента } F_4;$$

$$F_1 = 0.035 \cdot 0.39 = 1.365 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 - \text{площа елемента } F_5;$$

$$y_1 = 0.0075 \text{ м} - \text{відстань від центра тяжіння елемента } F_1 \text{ до вісі } x-x;$$

$$y_2 = 0.0375 \text{ м} - \text{відстань від центра тяжіння елемента } F_2 \text{ до вісі } x-x;$$

$$y_3 = 0.195 \text{ м} - \text{відстань від центра тяжіння елемента } F_3 \text{ до вісі } x-x;$$

$$y_4 = 0.36 \text{ м} - \text{відстань від центра тяжіння елемента } F_4 \text{ до вісі } x-x;$$

$$y_5 = 0.195 \text{ м} - \text{відстань від центра тяжіння елемента } F_5 \text{ до вісі } x-x.$$

$$y_c = \frac{0.255 \cdot 10^{-2} \cdot 0.0075 + 1.035 \cdot 10^{-2} \cdot 0.0375 + 3.105 \cdot 10^{-2} \times \\ \times 0.195 + 1.38 \cdot 10^{-2} \cdot 0.36 - 1.365 \cdot 10^{-3} \cdot 0.195}{0.255 \cdot 10^{-2} + 1.035 \cdot 10^{-2} + 3.105 \cdot 10^{-2} + 1.38 \cdot 10^{-2} - 1.365 \cdot 10^{-2}} = 0.1987 \text{ м}.$$

Визначимо моменти інерції окремих елементів перерізу:

$$I_1 = \frac{0.17 \cdot 0.015^3}{12} = 4.78 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_1;$$

$$I_2 = \frac{0.23 \cdot 0.06^3}{12} = 4.13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_2;$$

$$I_3 = \frac{0.115 \cdot 0.27^3}{12} = 18.86 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_3;$$

$$I_4 = \frac{0.23 \cdot 0.06^3}{12} = 4.14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_4;$$

$$I_5 = \frac{0.035 \cdot 0.39^3}{12} = 17.3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 - \text{момент інерції перерізу } F_5.$$

$$I_x = I_1 + F_1(y_c - y_1)^2 + I_2 + F_2(y_c - y_2)^2 + I_3 + F_3(y_c - y_3)^2 + \\ + I_4 + F_4(y_c - y_4)^2 - I_5 - F_5(y_c - y_5)^2.$$

$$I_x = 4.78 \cdot 10^{-8} + 25.5 \cdot 10^{-3} (0.1987 - 0.0075)^2 + 4.13 \cdot 10^{-6} + 1.035 \cdot 10^{-2} (0.1987 - 0.0375)^2 + 18.86 \cdot 10^{-5} + 3.105 \cdot 10^{-2} (0.1987 - 0.195)^2 + 4.14 \cdot 10^{-6} + 1.38 \cdot 10^{-2} (0.1987 - 0.36)^2 - 17.3 \cdot 10^{-5} - 1.365 \cdot 10^{-2} (0.1987 - 0.195)^2 = 0.744 \text{ м}^4.$$

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 - F_5,$$

$$F = 0.255 \cdot 10^{-2} + 1.035 \cdot 10^{-2} + 3.105 \cdot 10^{-2} + 1.38 \cdot 10^{-2} - 1.365 \cdot 10^{-2} = 4.41 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Розрахунок перерізу IV-IV Рис. 3.34

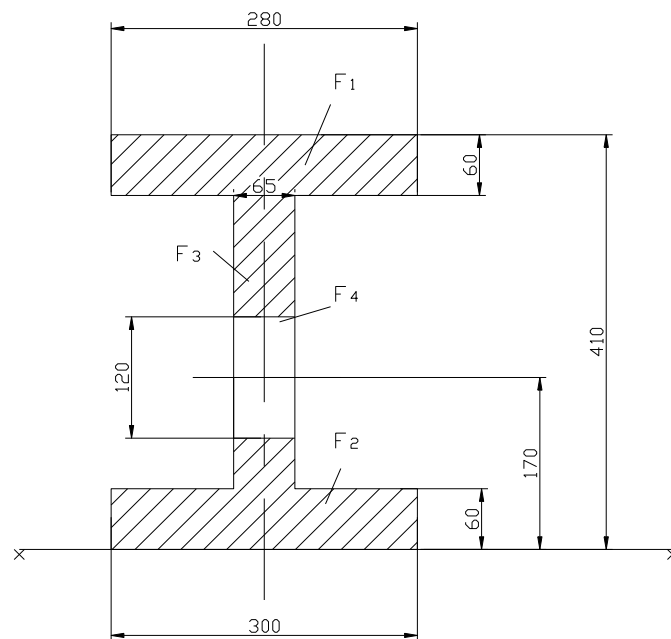


Рис. 3.34. Ескіз перерізу IV-IV.

Для визначення координат центра тяжіння перерізу розбиваємо його на ряд простих елементів: F_1, F_2, F_3, F_4 та F_5 .

Тоді:

$$y_c = \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3 - F_4 y_4}{F_1 + F_2 + F_3 - F_4},$$

де $F_1 = 0.28 \cdot 0.06 = 1.68 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ - площа елемента F_1 ;

$F_2 = 0.300 \cdot 0.06 = 1.8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ - площа елемента F_2 ;

$F_3 = 0.065 \cdot 0.29 = 1.885 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ - площа елемента F_3 ;

$$F_4 = 0.065 \cdot 0.12 = 0.78 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 - \text{ площа елемента } F_4;$$

$$y_1 = 0.38 \text{ м} - \text{ відстань від центра тяжіння елемента } F_1 \text{ до вісі } x-x;$$

$$y_2 = 0.03 \text{ м} - \text{ відстань від центра тяжіння елемента } F_2 \text{ до вісі } x-x;$$

$$y_3 = 0.205 \text{ м} - \text{ відстань від центра тяжіння елемента } F_3 \text{ до вісі } x-x;$$

$$y_4 = 0.17 \text{ м} - \text{ відстань від центра тяжіння елемента } F_4 \text{ до вісі } x-x.$$

$$y_c = \frac{1.68 \cdot 10^{-2} \cdot 0.38 + 1.8 \cdot 10^{-2} \cdot 0.03 + 1.885 \cdot 10^{-2} \cdot 0.205 - 0.78 \cdot 10^{-2} \cdot 0.17}{1.68 \cdot 10^{-2} + 1.8 \cdot 10^{-2} + 1.885 \cdot 10^{-2} - 0.78 \cdot 10^{-2}} = 0.206 \text{ м}.$$

Визначимо моменти інерції окремих елементів перерізу:

$$I_1 = \frac{0.28 \cdot 0.06^3}{12} = 5.04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 - \text{ момент інерції перерізу } F_1;$$

$$I_2 = \frac{0.13 \cdot 0.06^3}{12} = 5.4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 - \text{ момент інерції перерізу } F_2;$$

$$I_3 = \frac{0.065 \cdot 0.29^3}{12} = 13.2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 - \text{ момент інерції перерізу } F_3;$$

$$I_4 = \frac{0.065 \cdot 0.12^3}{12} = 9.36 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 - \text{ момент інерції перерізу } F_4.$$

$$I_x = I_1 + F_1(y_c - y_1)^2 + I_2 + F_2(y_c - y_2)^2 + I_3 + F_3(y_c - y_3)^2 - I_4 - F_4(y_c - y_4)^2.$$

$$\begin{aligned} I_x &= 5.04 \cdot 10^{-6} + 1.68 \cdot 10^{-2} (0.206 - 0.38)^2 + 5.4 \cdot 10^{-6} + 1.8 \cdot 10^{-2} (0.206 - 0.03)^2 + \\ &+ 13.2 \cdot 10^{-5} + 1.885 \cdot 10^{-2} (0.206 - 0.205)^2 - 9.36 \cdot 10^{-6} - 0.78 \cdot 10^{-2} (0.206 - 0.17)^2 = \\ &= 0.024 \text{ м}^4. \end{aligned}$$

$$F = F_1 + F_2 + F_3 - F_4,$$

$$F = 1.68 \cdot 10^{-2} + 1.8 \cdot 10^{-2} + 1.885 \cdot 10^{-2} - 0.78 \cdot 10^{-2} = 4.585 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

$$\text{Моменти опору перерізів I - IV: } W_{i-i} = \frac{I_{i-i}}{y_{\max}} \quad (3.17)$$

$$W_{I-I} = \frac{0.7795}{0.1568} = 4.97 \text{ м}^3,$$

$$W_{II-II} = \frac{1.4759 \cdot 10^{-3}}{0.194} = 7.6 \text{ м}^3,$$

$$W_{III-III} = \frac{0.744}{0.1987} = 3.74 \text{ м}^3,$$

$$W_{IV-IV} = \frac{0.024}{0.206} = 0.12 \text{ м}^3.$$

Максимальне напруження в перерізах I-IV:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{F} + \frac{M_{\text{узг}}}{W} \quad (3.18)$$

$$\sigma_{\max}^{I-I} = \frac{4900}{4.18 \cdot 10^{-2}} + \frac{25.9 \cdot 10^3}{4.97} = 53.6 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\max}^{II-II} = \frac{168200}{5.82 \cdot 10^{-2}} + \frac{1.7 \cdot 10^3}{7.6} = 68.8 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\max}^{III-III} = \frac{20300}{4.41 \cdot 10^{-2}} + \frac{22.4 \cdot 10^3}{3.74} = 98.02 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\max}^{IV-IV} = \frac{70400}{4.585 \cdot 10^{-2}} + \frac{1.5 \cdot 10^3}{0.12} = 28.7 \text{ МПа}.$$

Для сталі 45л-II

$$[\sigma] = 125 \text{ МПа}.$$

В перерізах I-I, II-II, III-III, IV-IV:

$$\sigma_{\max} < [\sigma],$$

Умови міцності виконуються.

3.7. Запобіжні та аварійні пристрої

Важливими завданнями при конструюванні валкових машин є забезпечення безпечної роботи на них і запобігання пошкоджень машин при невірних діях обслуговуючого персоналу.

Відповідно до вимог техніки безпеки оператор валкової машини повинен мати можливість зупинити її, перебуваючи в будь-якій частині зони її

обслуговування. При цьому максимально припустима довжина дуги обертання валка за час від подачі оператором сигналу на зупинку машини до повної фактичної зупинки її не повинна перевищувати 250–450 мм (залежно від типорозміру машини).

Механізми зупинки являють собою штанги або тросики, протягнені уздовж валків по обидва боки машини на відстані 300–400 мм від них. Вони з'єднані з кінцевими вимикачами. Достатньо легкого натискання на штангу або тросик, щоб кінцевий вимикач спрацював: вмикає гальмо і одночасно вимикає електродвигун. Гальма стрічкового або колодкового типу встановлюються в кінематичному ланцюзі привода, як правило, відразу після електродвигуна. При електродинамічному гальмуванні сигнал кінцевого вимикача перемикає ланцюг електродвигуна таким чином, що на його якорі створюється момент, спрямований проти обертання.

Механізми регулювання зазору і перехресування валків оснащуються кінцевими вимикачами, які спрацьовують при досягненні корпусом підшипника в процесі його переміщення одного із крайніх положень. Кінцевий вимикач у цьому випадку зупиняє привод відповідного механізму.

Момент опору обертанню валків може по різних причинах перевищити граничне значення. Це може відбутися внаслідок влучення у валковий зазор стороннього твердого предмета. У цьому випадку можливі пошкодження валків, валкових підшипників, вузлів регулювання зазору. Такі пошкодження ведуть до істотних витрат на ремонт і призводять до тривалих простоїв обладнання. Тому в конструкції валкової машини передбачено деталі прогнозованого руйнування: пальці муфт, шпонки, запобіжні шайби.

Для запобігання псуванню елементів приводу та робочої поверхні валків застосовують спеціальні захисні деталі.

При зростанні навантаження вище допустимого вони руйнуються* припиняючи при цьому роботу машини.

Така захисна деталь — запобіжна шайба — показана на Рис. 3.35. Розпірне зусилля з корпусу 5 підшипника валка передається натискному гвинту 8

механізму регулювання зазору через касету 4, опорну 3 і запобіжну шайби 2, пуансон-подпятник 1.

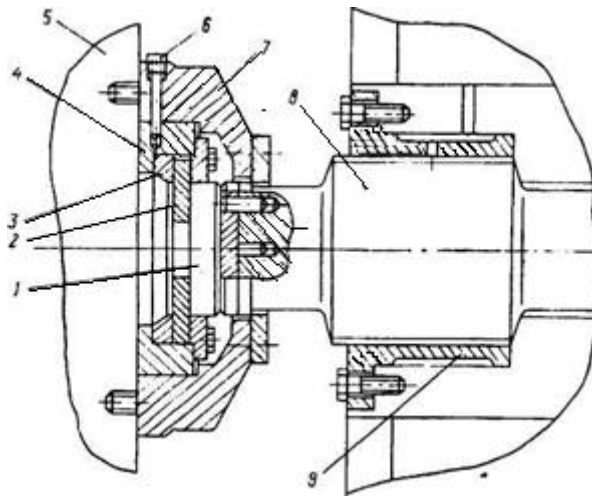


Рис. 3.35. Запобіжний пристрій механізму регулювання зазору:

1 – пуансон- під'ятник; 2 – запобіжна шайба; 3 – опорна шайба; 4 – касета;
5 – корпус підшипника валка; 6 – гвинт; 7 – корпус касети; 8 – натискний гвинт;
9 – гайка

Як тільки розпірне зусилля перевищує допустиму величину, відбувається зріз шайби 2 по поверхні відповідної діаметру пуансона 1; підшипник з валком при цьому відходить праворуч, зазор між валками зростає, розпірне зусилля і момент опору обертанню зменшуються практично до нуля. Для заміни зрізаної шайби досить викрутити гвинт 6 і вийняти касету 4 разом з шайбою з корпусу 7 в напрямку, перпендикулярному площині креслення.

Розділ 4. Теплові розрахунки валкових машин

4.1. Тепловий баланс вальців

Під час переробки пластичних матеріалів на вальцях відбуваються складні теплові процеси. Залежно від режиму роботи та властивостей матеріалу, що переробляється, тепловий потік слід відводити або підводити до машини.

Необхідність охолодження та нагрівання визначається тепловим балансом машини, який можна записати у вигляді рівняння

$$G_M i_H + Q_N + G_B c_B t_{BH} = G_B i_k + G_B c_B t_{BK} + Q_n \quad (4.1)$$

де G_M - кількість матеріалу, що надходить на переробку, в одиницю часу;

i_H - ентальпія полімеру при початковій температурі;

i_k - ентальпія полімеру при кінцевій температурі вальцювання;

Q_N - кількість теплової енергії, отриманої за рахунок перетворення механічної енергії на теплову;

G_B - кількість охолоджувальної води, що надходить на валки;

$c_B t_{BH}$ - питома теплоємність та температура води на вході у валки;

t_{BK} - температура води на виході з валків;

Q_n - теплові втрати валків у довкілля.

На підставі рівняння (4.1) теплового балансу можна визначити кількість тепла, що забирається охолоджувальною водою:

$$Q_N = G_B c_B (t_{BK} - t_{BH}) = Q_N - Q_n - G_M (i_k - i_H) \quad (4.2)$$

Кількість теплової енергії, отриманої в результаті дисипації механічної енергії,

$$Q_N = 860 N \eta \quad (4.3)$$

де N - середня потужність, що споживається вальцями;

η - к. п. д. приводу з урахуванням втрат у підшипниках.

Теплові втрати в навколишнє середовище складаються з теплових втрат процесу конвекції та теплових втрат випромінювання:

$$Q = (q_k + q_l)F \quad (4.4)$$

де $q_k = \alpha_k(t_{cm} - t_b)$ - питомий тепловий потік конвекції;

α_k - коефіцієнт тепловіддачі від валка до навколишнього повітря;

t_{cm} - температура стінки валка (приймається рівною температурі матеріалу, що обробляється, що дещо завищує значення теплових втрат; при охолодженні валків температура їх поверхні буде дещо нижчою від прийнятої);

t_b - температура навколишнього повітря;

q_l - питомий тепловий потік променевипускання, що визначається за формулою

$$q_l = \varepsilon C_0 \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^2 \quad (4.5)$$

де ε - ступінь чорноти поверхні валків (визначається за довідником з урахуванням того, що один з валків покритий матеріалом, що обробляється);

T_{cm} - абсолютна температура поверхні валків;

C_0 - константа випромінювання абсолютно чорного тіла.

Розрахунки показують, що в залежності від властивостей матеріалу, що переробляється, кількість теплоти, що витрачається на нагрівання маси від t_H до t_K і на теплові втрати, становить не більше 10-25% від загального тепловиділення Q_N . Більша частина теплової енергії повинна бути відведена охолодженням

водою, що чекає, щоб уникнути недопустимого перегріву суміші. Кількість теплової енергії, що відводиться охолоджувальною водою, визначається за рівнянням теплового балансу.

Від матеріалу, що вальцюється, необхідно відвести тепло в кількості

$$Q_B = kL\Delta t_{cp} \quad (4.6)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі через циліндричну стінку. Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_H}{d_B} + \frac{1}{\alpha\pi d_B}} \quad (4.7)$$

Де λ - Коефіцієнт теплопровідності матеріалу валка;

d_H - наружний діаметр валка;

d_B - внутрішній діаметр валка (діаметр порожнини валка або середній діаметр кола, що проходить через центри периферійних каналів);

α - Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні валка (або внутрішньої поверхні каналу) до рухомої охолоджувальної води (визначається по одному з рівнянь вимушеної конвекції в залежності від режиму руху);

L - довжина бочки валка;

Δt_{cp} - середня різниця температур.

Середня різниця температур визначається за формулою

$$\Delta t_{cp} = t_{cm} - \frac{t_{BK} + t_{BH}}{2} \quad (4.8)$$

Методика теплового розрахунку зводиться до такого. Визначають величини Q_n і G_B (попередньо задаються різницею температур $t_{BK} - t_{BH} = 5 \div 7$ °C). Знаючи G_B та розміри внутрішньої порожнини валка (або розміри та кількість периферійних каналів), можна визначити швидкість води. Швидкість води необхідно знати для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі а та коефіцієнта теплопередачі k .

Знаючи Q_B , k і L можна визначити Δt_{cp} і з рівняння (4.8) визначити t_{BK} або t_{BH} . При відомих (заданих) величинах t_{BK} і t_{BH} можна на підставі рівняння (4.6) з'ясувати, чи достатньо довжина бочки валків L для відведення заданої кількості теплової енергії Q_B . Якщо L недостатня, необхідно підвищити інтенсивність теплообміну (наприклад, збільшити швидкість течії води, зменшити розмір каналів охолодження тощо).

Слід зазначити, що така методика розрахунку є орієнтовною; для точного розрахунку досі ще немає достатньої кількості експериментальних даних по тепловому режиму валкових машин.

4.2. Тепловий розрахунок валка каландра

Енергетичний баланс валка каландра можна записати у вигляді рівняння

$$G_{сер} C_p t_n + Q'_{дис} + Q_{нагр} = G_{сер} C_p t_k + Q_{вит},$$

$G_{сер}$ – кількість матеріалу, який поступає на валок за одиницю часу, кг/с;

C_p – питома теплоємність полімера при температурі переробки, Дж/(кг·К);

t_n – початкова температура полімера на вході на валок, °С;

t_k – кінцева температура полімера після сходу з валка, °С;

$Q'_{дис}$ – половина величини теплової енергії, отриманої за рахунок перетворення механічної енергії в теплову, Вт;

$Q_{нагр}$ – кількість теплової енергії, яка підводиться до валка, Вт;

$Q_{вит}$ – теплові витрати від валка в навколишнє середовище, Вт.

З рівняння енергетичного балансу валка визначаємо

$$Q_{нагр} = G \cdot C_p (t_n - t_k) + Q_{вит} - Q'_{дис}.$$

Масова продуктивність в кожному з зазорів каландра буде однаковою

$$G_1 = G_2 = G_3 = G_4$$

Для третього валка

$$G_3 = V_3 \cdot L \cdot \delta_1 \cdot \rho,$$

V_3 – швидкість валка, на якому знаходиться маса, м/с;

L – довжина бочки валка каландра, м;

δ_1 – величина міжвалкового зазору, м;

ρ – густина полімера при температурі переробки, кг/м³.

Тут $\delta_1 = n_{вих} = 0,083 \cdot 2 = 1,97 \text{ мм} \approx 2 \text{ мм}$.

$$G_3 = 0,67 \cdot 1,8 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 1460 = 3,13 \text{ кг/с}.$$

Кількість енергії, яка виноситься масою при нагріванні її від початкової до кінцевої температури

$$Q_{n_3} = G_3 \cdot C_p (t_n - t_k),$$

де $Q_{п3}$ – кількість енергії, яка виноситься масою з 3-го валка, Вт;

G_3 – масова продуктивність третього валка, кг/с;

C_p – теплоємність полімера при температурі переробки, Дж/(кг·К);

t_n – початкова температура полімера після проходження 3-го валка, °С;

t_k – кінцева температура маси перед входом на валок, °С;

$$Q_{n_3} = 3,13 \cdot 1390 \cdot (158,4 - 146,8) = 50468 \text{ Вт.}$$

Теплові витрати з третього валка каландра визначаються відношенням

$$Q_{вит3} = Q'_{витр} + Q''_{витр},$$

де $Q'_{витр}$ – теплові витрати з поверхні третього валка, вільного від маси, Вт;

$Q''_{витр}$ – теплові витрати з поверхні третього валка, вкритого масою, Вт.

Теплові витрати з поверхні третього валка, вільного від маси, визначаються за формулою

$$Q'_{витр} = \alpha_3 \cdot F \cdot (t_{в3} - t_{нс}),$$

де α_3 – сумарний коефіцієнт тепловіддачі від поверхні третього валка в навколишнє середовище, Вт/(м²·град);

F – площа поверхні валка, м²;

$t_{в3}$ – температура поверхні валка, °С;

$t_{нс}$ – температура навколишнього середовища, °С.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі розраховується за формулою

$$\alpha_3 = \alpha_{к3} + \alpha_{в3},$$

де $\alpha_{к3}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні лінолеума до повітря за рахунок природної конвекції, Вт/(м²·град);

$\alpha_{в3}$ – коефіцієнт тепловіддачі за рахунок випромінювання з поверхні лінолеума, Вт/(м²·град);

Коефіцієнт α_k визначається з формули

$$Nu = \frac{\alpha_{к3} \cdot D}{\lambda},$$

$$Nu = C(\text{Pr} \cdot \text{Gr})^n \cdot k,$$

де Pr – критерій Прандтля, для повітря дорівнює $\text{Pr}=0,71$;

Gr – критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{\beta \cdot \Delta t \cdot x^3 \cdot g}{\nu^2},$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення для газів;

$$\beta = \frac{1}{T_{nc} + 273},$$

$T_{nc} = 18^\circ\text{C}$ – температура навколишнього середовища

$$\Delta t = T - T_{nc},$$

x - визначний розмір, $x = D_B$;

$\nu = 14,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – кінематична в'язкість повітря при

$$T_{сер} = \frac{T + T_{nc}}{2}.$$

Коефіцієнти c, k та n в рівнянні Nu визначаються по добутку $PrGr$.

Якщо $PrGr > 10^9$, то $c = 0,1$; $n = 1/3$; $k = 1$.

Коефіцієнт α_{k3} отримуємо далі

$$\alpha_{k3} = \frac{\lambda_T}{d} \cdot Nu = \frac{\lambda_T}{d} \cdot C (Pr \cdot Gr)^n k,$$

де $\lambda_T = 2,58 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ – коефіцієнт теплопроводності повітря при середній температурі.

$$(Pr \cdot Gr)'_3 = \frac{9,81 \cdot 0,71^3 \cdot (165 - 18) \cdot 0,71}{(14,9 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 291} = 8,44 \cdot 10^9 > 10^9.$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією

$$\alpha_{k3} = \frac{2,58 \cdot 10^{-2}}{0,71} \cdot 0,1 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{8,44} = 7,39 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{град)}.$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні полімеру до повітря за рахунок випромінювання

$$\alpha_e = E \cdot C_0 \cdot 10^{-3} = \frac{T^4 - T_{nc}^4}{T - T_{nc}},$$

де $E = 0,65$ - степінь чорності зовнішньої поверхні полімеру;

$C_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К}^4)$ – константа випромінювання абсолютно чорного тіла.

$$\alpha_{\epsilon 3} = \frac{0,65 \cdot 5,67}{147} \left[\left(\frac{438}{100} \right)^4 - \left(\frac{291}{100} \right)^4 \right] = 7,43 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град});$$

$$\alpha_3 = 7,39 + 7,43 = 14,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град});$$

Втрати з третього валка, якщо він був повністю вільним від маси, складають

$$Q'_{\text{випр}} = \alpha_3 \cdot F \cdot (t_{\epsilon 3} - t_{\text{жс}}) = 14,82 \cdot 4,51 \cdot 147 = 8742 \text{ Вт},$$

де $F = 4,51 \text{ м}^2$ – площа поверхні валка.

Величина дуги кола валка, де він вільний від маси $\gamma_{\text{в}} = 174^\circ$.

Втрати від третього валка там, де він вільний від маси

$$Q_{\text{випр}}^{\text{III}} = \frac{Q'_{\text{випр}} \cdot \gamma}{360},$$

$$Q_{\text{випр}}^{\text{III}} = \frac{8742 \cdot 174}{360} = 4225 \text{ Вт}.$$

Аналогічно розраховуємо втрати для поверхні третього валка, вкритого масою

$$(\text{Pr} \cdot \text{Gr})_3'' = \frac{9,81 \cdot 0,71^3 \cdot (152,6 - 18) \cdot 0,71}{(14,9 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 291} = 5,2 \cdot 10^9 > 10^9,$$

$$\alpha_{k3}'' = \frac{2,58 \cdot 10^{-2}}{0,71} \cdot 0,1 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{5,2} = 6,29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

Степінь чорноти валка, вкритого полімером E = 0,94

$$\alpha_{\epsilon 3}'' = \frac{0,94 \cdot 5,67}{136,6} \left[\left(\frac{425,6}{100} \right)^4 - \left(\frac{291}{100} \right)^4 \right] = 10,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

$$\alpha_{\epsilon}'' = 6,29 + 10,15 = 16,44 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

Втрати від третього валка, якщо він весь був вкритий масою, складуть

$$Q''_{\text{випр}} = \alpha_{\epsilon 3}'' \cdot F \cdot (t_{\epsilon 3} - t_{\text{жс}}) = 16,44 \cdot 4,51 \cdot 134,6 = 8917,7 \text{ Вт}$$

Втрати на третьому валку там, де він вкритий масою

$$Q_{\text{випр}}^{\text{II}} = \frac{Q''_{\text{випр}} \cdot \gamma}{360},$$

$$Q_{\text{випр}}^{\text{II}} = \frac{8917,7 \cdot (360 - 174)}{360} = 4607,5 \text{ Вт}.$$

Сумарні витрати з третього валка складуть

$$Q_{втр3} = 4225 + 4607,5 = 8832,5 \approx 8833 \text{ Вт.}$$

Дисипаційне виділення енергії в зазорах при проходженні матеріалу для кожного з зазорів

$$Q'_{дис} = 27000 \text{ Вт}$$

$$Q''_{дис} = 49700 \text{ Вт}$$

$$Q'''_{дис} = 30300 \text{ Вт}$$

Тоді, враховуючи, що на кожний з валків приходить однакова кількість дисипаційної енергії, що виділилася в зазорі, маємо

$$Q'_{дис3} = \frac{Q''_{дис} + Q'''_{дис}}{2},$$

$$Q'_{дис3} = \frac{49700 + 30300}{2} = 40000 \text{ Вт.}$$

Визначаємо потужність системи нагрівання валка

$$Q_{нагр3} = Q_{нов3} + Q_{втр3} - Q_{дис3},$$

$$Q_{нагр3} = 50468 + 8833 - 40000 = 19300 \text{ Вт.}$$

Знаходимо витрату гріючого теплоносія (перегрітої води), вважаючи, що різниця температур на виході та вході теплоносія у валок складає $\Delta t = 1^\circ\text{C}$.

Для третього валка

$$G_v = \frac{Q_{нагр3}}{C_p \cdot \Delta t},$$

де G_v – витрата теплоносія;

$C_p = 4370 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{град)}$ – теплоємність води,

$$G_v = \frac{19300}{4370 \cdot 1} = 4,41 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Об'ємні витрати перегрітої води для обігріву валка складають $4,41 \text{ м}^3/\text{год}$

ЛІТЕРАТУРА

1. Назаренко І.І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та основи експлуатації: Підручник / І.І. Назаренко, О.В. Тумановська. – К.: Вища школа, 2004. – 590 с. 2.
2. Пахаренко В. А., Переработка полимерных композиционных материалов / Пахаренко В. А., Яковлева Р. А., Пахаренко А. В. - К.: «Воля», 2006 с. – 550 с.
3. А.І. Дубинін, Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів: навч. посібник / А.І. Дубинін, В.М. Атаманюк, В.П. Дулеба, Д.М. Симак; за ред. проф. А.І. Дубиніна. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 292 с.
4. І.В. Коваленко ,Основні процеси, машини та апарати хімічних виробництв: Підручник / І. В. Коваленко, В. В. Малиновський. — К.: Інрес : Воля, 2005. — 264 с.: іл. — Бібліогр.: с. 253—255. ISBN 966-8329-26-0
5. Технологічні основи перероблення полімерних матеріалів [Електронний ресурс] : навч. посіб. .І. О. Мікульонок. 2-ге вид., переробл. та доповн. ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 7,21 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 292 с. – Бібліогр.: с. 287–288.
6. D.E. Walsh Do It Yourself Vacuum Forming for the Hobbyist, Workshop Publishing, Lake Orion, MI, 2002
7. Soroka, W Fundamentals of Packaging Technology. — IoPP, 2002. — ISBN 1-930268-25-4
8. Yam, K. L. Encyclopedia of Packaging Technology. — John Wiley & Sons, 2009. — ISBN 978-0-470-08704-6
9. Лукач Ю.Е., Рябинин Д.Д., Метлов Б.Н. Валковые машины для переработки пластмасс и резиновых смесей. М., Машиностроение, 1997, 294 с.
10. Сівецький В.І. Обладнання переробки полімерів. Конспект лекцій. — Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. — 68 с.
11. Сівецький В.І. Комп'ютерне проектування полімерного устаткування. Навч. пос.

- К.: «Політехніка», 2003. – 184 с.
12. Сівецький В.І. Сокольський О.Л. Методичні вказівки до практичних занять по курсу. Технологічне обладнання хімічних, полімерних та силікатних виробництв, НТУУ «КПІ», 2007р.
 13. В.Ю. Щербина, О.С. Сахаров, В.І. Сівецький, О.В. Гондляр САПР. Застосування програмного комплексу ВЕСНА в розрахунках процесів і обладнання з врахуванням термосилових навантажень. Навчальний посібник – К.: Видавництво “ЕКМО”, 2009.–180 с.
 14. Технологічне обладнання виробництва будівельних та полімерних виробів - 2. Обладнання для переробки полімерів. Лабораторний практикум з навчальної дисципліни : навчальний посібник / В. І. Сівецький, В. М. Куриленко, І. І. Івіцький. — Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. — 39 с.
 15. Басов Н. И., Казанков Ю. В., Любартович В. А. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов: Учебник для студентов вузов, М: Химия, 1996. – 488 с.
 16. Механічні процеси і обладнання виробництва полімерних та будівельних матеріалів і виробів. Підготовка сировинних матеріалів і устаткування для змішування та формування. Навчальний посібник. К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Сівецький В., Щербина В. Гондляр О. 2022. – 131 с. **URL:** <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/45734>

Інформаційні ресурси

Електронні ресурси з курсу «Валкові машини», а саме:

- Робоча програма навчальної дисципліни (Силабус),
- методичні вказівки до виконання практичних робіт,
- методичні вказівки до виконання самостійної роботи розміщено за адресою <http://cpsm.kpi.ua/mr.html>, а також у електронному кампусі.

Електронне мережне навчальне видання

Сівецький Володимир Іванович
Сідоров Дмитро Едуардович
Швачко Денис Григорович

ВАЛКОВІ МАШИНИ

Навчальний посібник

*для студентів,
які навчаються за спеціальностями 131 «Прикладна механіка»
133 «Галузеве машинобудування»
за спеціалізаціями «Інжиніринг наковань та пакувального обладнання»,
«Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології проектування інноваційного
галузевого обладнання»*

Комп'ютерна правка та верстка – *авторські*