

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Навчально-науковий видавничо-поліграфічний інститут
(повна назва інституту/факультету)

Кафедра машин та агрегатів поліграфічного виробництва
(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

В.о. завідувача кафедри

_____ А.І. Іванко
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2026 р.

Дипломний проєкт

освітнього рівня «бакалавр»

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування

на тему: _____ Дослідження працездатності фрикційних самонакладів.

Виконав: студент IV курсу, групи СМ-321
(шифр групи)

_____ Закотій Іван Олександрович

⚔ _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник _____ професор кафедри МАПВ, д.т.н., проф. Зенкін М.А. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент _____ доцент кафедри ТПВ, к.т.н., доцент Олійник В.Г. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2026 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Навчально-науковий видавничо-поліграфічний інститут

Кафедра машин та агрегатів поліграфічного виробництва

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 133 - Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма «Комп'ютеризовані поліграфічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. зав. кафедри МАПВ

_____ Андрій ІВАНКО

«___» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Закотію Івану Олександровичу

1. Тема проєкту: «Дослідження працездатності фрикційних самонакладів», керівник проєкту Зенкін Микола Анатолійович, професор кафедри МАПВ, доктор технічних наук, професор, затверджені наказом по університету від «25» травня 2026 р. № 1862-с
2. Термін подання студентом проєкту: 05 червня 2026 року.
3. Вихідні дані до проєкту: літературні дані, дані з переддипломної практики.
4. Зміст пояснювальної записки: Вступ; Огляд і аналіз технічних матеріалів за темою дослідження; Аналіз стану та проблеми створення надійних фрикційних самонакладів; Вивчення параметрів роботи аркушеживильних пристроїв аркушевих ротаційних друкарських машин; Класифікація і схеми побудови фрикційних самонакладів; Розробка аналітичної моделі процесу відділення аркушів; Розробка детермінованої моделі процесу відділення аркушів; Вплив нахилу стосу на процес відокремлення аркуша; Розробка ймовірнісної аналітичної моделі подачі тільки одного аркуша; Розрахунок приводу фрикційного самонакладу машини.
5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): Складальне креслення одноступінчастого косозубого циліндричного редуктора (A1); деталювання до складального

креслення (A1); креслення приводу (A1); класифікація фрикційних самонакладів; технологічні та принципові схеми фрикційних самонакладів; аналітичні моделі процесу відділення аркушів та подачі тільки одного аркуша.

6. Дата видачі завдання: 01 березня 2026 року.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1.	Формування вступу	13.03.2026	виконано
2.	Огляд і аналіз технічних матеріалів за темою дослідження	20.03.2026	виконано
3.	Вивчення параметрів роботи аркушеживильних пристроїв аркушевих ротаційних друкарських машин. Класифікація і схеми побудови фрикційних самонакладів	27.03.2026	виконано
4.	Розробка аналітичної моделі процесу відділення аркушів. Розробка ймовірнісної аналітичної моделі подачі тільки одного аркуша	10.04.2026	виконано
5.	Проведення розрахунків приводу	24.04.2026	виконано
6.	Проектування технічних креслень	22.05.2026	виконано
7.	Написання загальних висновків	29.05.2026	виконано
11.	Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	05.06.2026	виконано
12.	Здача дипломного проєкту на кафедру	07.06.2026	виконано

Студент _____ І. О. Закотій

Керівник проєкту _____ М. А. Зенкін

Реферат

Закотій Іван Олександрович Дослідження працездатності фрикційних самонакладів. Національний технічний університет України "КПІ ім. Ігоря Сікорського", кафедра МАПВ, 2026, 103 стор., 39 рис, бібліогр.: 50 назв., додатки - 4 стор. табл.

Досліджено працездатність фрикційних самонакладів, визначено проблеми у роботі фрикційних самонакладів, що дозволило запропонувати шляхи підвищення швидкості та ефективності їхньої роботи, підвищення точності та зменшення відходів.

В результаті виконаних досліджень у роботі:

- виконано розробку аналітичної моделі процесу відділення аркушів;
- запропоновано детерміновану модель процесу відділення аркушів;
- вирішено задачі про неподавання аркуша та питання множинної подачі;
- розглянуто вплив нахилу стосу на процес відокремлення аркуша та умова роботи самонакладу без подачі подвійного аркуша;
- розроблено ймовірнісну аналітичну модель подачі тільки одного аркуша.

Виконано розрахунок приводу фрикційного самонакладу: виконано вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок приводу, розрахунок конструктивних розмірів шестерні і колеса за ступеннями.

Запропоновано, з урахуванням умов роботи приводу, матеріали для виготовлення відповідальних деталей приводу та їх термічну обробку.

Ключові слова: фрикційний самонаклад, машина друкарська, працездатність, папір, аркуш, аналітична модель.

Abstract

Zakotii Ivan Research on the performance of friction feeders.

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Department of Machines and Aggregates for Printing Production, 2026, 103 p., 39 pic., Bibl.: 50, Appl. - 4 p. Tab.

The performance of friction feeder machines was investigated, problems in the operation of friction feeder machines were identified, which made it possible to propose ways to increase the speed and efficiency of their operation, increase accuracy, and reduce waste.

As a result of the research in the work:

- an analytical model of the sheet separation process was developed;
- a deterministic model of the sheet separation process was proposed;
- problems of sheet non-feed and multiple feed were solved;
- the influence of the stack tilt on the sheet separation process and the operating condition of the autofeeder without double sheet feed were considered;
- a probabilistic analytical model of only one sheet feed was developed.

The calculation of the friction self-loading drive has been performed: the selection of the electric motor and the kinematic calculation of the drive have been performed, the calculation of the constructive dimensions of the gear and wheel by stages has been performed.

Taking into account the operating conditions of the drive, materials for the manufacture of critical drive parts and their heat treatment have been proposed.

Key words: friction feeder, printing machine, efficiency, paper, sheet, analytical model.

ЗМІСТ

	Стор.
Реферат	4
ВСТУП	8
1. СТАН ТА ПРОБЛЕМИ СТВОРЕННЯ НАДІЙНИХ ФРИКЦІЙНИХ САМОНАКЛАДІВ	10
1.1. Аркушеживильні пристрої аркушевих ротаційних друкарських машин. Самонаклади.....	10
1.2. Класифікація фрикційних самонакладів	14
1.3. Схеми побудови фрикційних самонакладів	16
1.3.1. Фрикційні самонаклади з нижньою подачею аркуша	18
1.3.2. Фрикційні самонаклади з верхньою подачею аркуша	27
1.4. Переваги фрикційних самонакладів та приклади використання фрикційних самонакладів у поліграфії	33
Висновки до розділу 1.....	38
2. РОЗРОБКА АНАЛІТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ВІДДІЛЕННЯ АРКУШІВ	40
2.1. Вибір конструкції фрикційного самонакладу	40
2.2. Розробка детермінованої моделі процесу відділення аркушів ...	43
2.3. Рішення задачі про неподання аркуша.....	44
2.4. Вирішення питання множинної подачі	46
2.5. Вплив нахилу стосу на процес відокремлення аркуша	47
2.6. Умова роботи самонакладу без подачі подвійного аркуша	50
2.7. Розробка ймовірнісної аналітичної моделі подачі тільки одного аркуша	52
2.7.1. Опис фізики процесу відокремлення тільки одного аркуша	52
2.7.2. Аналіз дерева відмов при подачі аркуша	53
Висновки до розділу 2	63
3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ФРИКЦІЙНОГО САМОНАКЛАДУ ...	64
3.1 Вибір електродвигуна. Кінематичний розрахунок приводу ...	64

3.2.Розрахунок клинопасової передачі	67
3.3.Розрахунок циліндричного зубчастого редуктора з косозубими колесами	71
3.4.Попередній розрахунок валів	77
3.5.Уточнений розрахунок швидкохідного валу	78
3.6. Уточнений розрахунок тихохідного валу	81
3.7. Розрахунок кулькових радіальних та кулькових радіально- упорних однорядних підшипників	85
3.8. Вибір та розрахунок шпонкових з'єднань	88
3.9. Вибір муфти	90
Висновки до розділу 3.....	91
ВИСНОВКИ	92
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	94
ДОДАТКИ	99
Додаток А	100
Додаток Б	101

ВСТУП

На сьогодні в Україні налічується велика кількість приватних поліграфічних фірм, а з кожним роком їх кількість зростає. Це обумовлено вимогами ринку, а саме: необхідністю друку замовлень невеликих обсягів, перебування у безпосередній близькості до потенційних замовників, можливість швидкого переналаштування обладнання тощо.

Природно, це веде до посилення ринкової конкуренції, що, беззаперечно, впливає на вимоги до якості та собівартості продукції. Відповідно, різко зростають і технологічні вимоги до поліграфічного обладнання, що з'являється.

Як правило, більшість листових поліграфічних машин, що випускаються, працюють в автоматичному режимі, який забезпечується використанням самонакладів. Якість продукції, отриманої за допомогою такого поліграфічного обладнання, безпосередньо пов'язана з надійністю роботи аркушеподавальних систем.

Тому, проведення науково-дослідних робіт у галузі надійності самонакладів сьогодні, дозволить розробляти та виробляти в майбутньому більш швидкісне, надійніше, менш дороге обладнання, яке зможе забезпечити зростаючі потреби поліграфічного ринку.

Сьогодні в поліграфії використовуються в основному два типи самонакладів: пневматичні та фрикційні. Незважаючи на яскраво виражені переваги пневматичних самонакладів, в деяких видах обладнання все ж виправданим є застосування фрикційної подачі. Завдяки простоті та відносно низькій вартості фрикційні самонаклади конкурують із пневматичними у аркушепідбиральних пристроях, фальцювальних машинах, малоформатних друкарських машинах, аркушелічильних пристроях, розмножувальній техніці.

Практика роботи цих пристроїв показала, що надійність та точність їхньої роботи істотно залежить як від властивостей матеріалу, що подається, так і від конструкції самонакладу.

Тим часом, якісь рекомендації щодо вибору параметрів самонакладу в науково-технічній літературі або відсутні, або цих рекомендацій недостатньо, а

конструювання фрикційних самонакладів, здебільшого, ведеться шляхом запозичень.

Таким чином, дослідження працездатності фрикційних самонакладів, визначення технологічних можливостей фрикційних самонакладів, уточнення сфери їх застосування надасть істотну допомогу при проектуванні аркушеподавальних систем з використанням фрикційної подачі листів. В зв'язку з цим тема дипломної роботи є актуальною і своєчасною.

1. СТАН ТА ПРОБЛЕМИ СТВОРЕННЯ НАДІЙНИХ ФРИКЦІЙНИХ САМОНАКЛАДІВ

1.1. Аркушеживильні пристрої аркушевих ротаційних друкарських машин. Самонаклади

Аркушеживильний пристрій - частина аркушепровідної системи друкарської машини, яка забезпечує точну та безперебійну передачу аркушів у друкарський апарат по одному у кожному циклі роботи машини. Аркушеживильні пристрої включають до свого складу самонаклади, механізми рівняння листів, листоприскорювальні механізми та контрольно-блокуючі пристрої [5, 8, 44].

Самонаклади застосовуються для автоматичного накладу аркушів машини [41 - 43]. Вони забезпечують:

- 1) подачу стопи аркушів до системи відділення аркушів;
- 2) відокремлення від стосу аркушів по одному;
- 3) подання аркушів до механізмів рівняння;
- 4) запобігання подачі в машину перекошених та здвоєних (запарованих) аркушів.

Ці функції виконуються механізмами:

- переміщення та перезарядження стапельного столу;
- відділення аркушів від стосу;
- транспортування аркушів;
- блокування самонакладу у разі порушення подачі аркушів.

Робочі органи відділяючих аркуші та транспортуючих механізмів приводяться до руху від головного валу самонакладу, який пов'язаний механічною передачею з головним валом машини та синхронно з ним обертається. Для приводу стапельних столів та механізмів попередньої зарядки використовуються індивідуальні електродвигуни, а для функціонування присосів, повітродувних, фрикційних та електричних пристроїв – пневмосистеми та електричні силові установки.

Самонаклади в друкарських машинах повинні відповідати таким вимогам [8, 19, 36]:

- 1) забезпечувати надійну, точну (без перекосів) та циклічну подачу до вирівнюючих упорів аркушів, що різняться між собою за форматом, товщиною та поверхневою щільністю;
- 2) допускати тривалу безперебійну роботу машини з поповненням чи перезарядженням стапельного столу на ходу машини;
- 3) при подачі аркушів не порушувати структуру їхньої поверхні, не змащувати раніше надруковане зображення і не пошкоджувати кромки аркушів;
- 4) автоматично відключатися при збоях, порушеннях у подачі аркушів.

Самонаклади листових ротаційних машин класифікують за наступним ознакам [40, 41]:

- залежно від розташування стопи: самонаклади з горизонтальною та вертикальною стопою;
- виходячи зі способу установки в машині: вбудовані та виносні;
- відповідно до принципу відділення листів: пневматичні, фрикційні та електростатичні;
- з боку стопи, з якої відокремлюється аркуш: з відділенням верхніх аркушів та з відділенням нижніх аркушів;
- залежно від порядку подачі аркушів у машину: із послідовною та ступінчастою подачею.

Спрощені принципові схеми деяких типів самонакладів наведено на рис. 1.1. У малоформатних машинах для трафаретного, літоофсетного або електрофотографічного друку, розрахованих на невисокі швидкості роботи, зазвичай використовуються фрикційні самонаклади, у яких верхні листи відокремлюються від стопи фрикційними роликами 1 (рис. 1.1 а). Самонаклади фрикційного типу надають небажаний механічний вплив на поверхню листів, крім того, вони дуже чутливі до товщини та сорту матеріалу і в результаті недостатньо надійні при більш високих швидкостях роботи. Проте їх використання є доцільним на дільницях оперативної поліграфії або у приватних

малих друкарнях [36, 42].

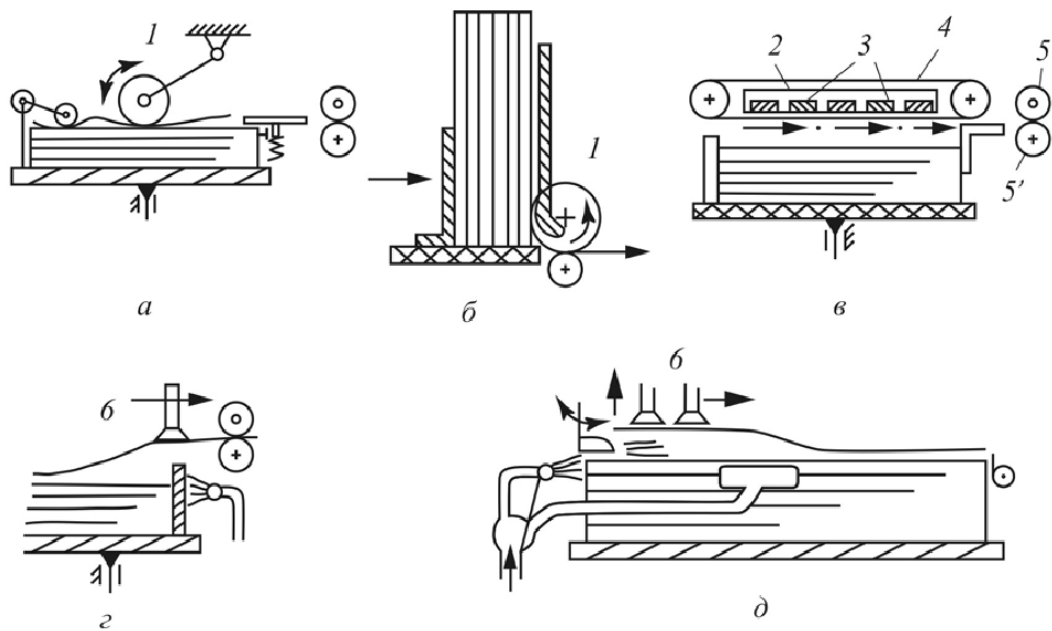


Рисунок 1.1 - Різновиди самонакладів: а – фрикційний самонаклад із горизонтальною стопою; б – фрикційний самонаклад із вертикальною стопою; в – електростатичний самонаклад; г – пневматичний самонаклад із відділенням листа за передню кромку; д – пневматичний самонаклад із відділенням аркуша за задню кромку: 1 – фрикційний ролик; 2 – нерухома плита; 3 – металеві планки; 4 – тасьма; 5 – листопровідні валики; 6 – присоси

Самонаклади з відділенням від вертикальної стопи передніх аркушів (рис. 1.1 б) обертовими вакуумними або фрикційними валиками через невисоку точність і малу надійність подачі аркушів застосовуються лише в малоформатних машинах, призначених для друку на конвертах, картках, конторських бланках тощо. Перевага цих самонакладів у тому, що вони допускають безупинне завантаження аркушами на ходу машини.

Електростатичні самонаклади як орган відділення аркушів мають нерухому плиту 2 (рис. 1.1, в) з діелектричного матеріалу; в пази плити вставлені металеві планки 3, що заряджаються від генератора різноіменними (зарядами, що чергуються) і тому створюють неоднорідне замкнене електростатичне поле. Під дією цього поля верхній аркуш відокремлюється від стопи і, притискаючись до тасьм 4, подається ними в пару 5, 5'.

Перевагами таких самонакладів є простота конструкції, безшумність, відсутність механічної дії на листи та незначна енергоємність. Однак через необхідність вистою тасьмок для точної фіксації на них відокремлюваного листа ефективність їх невисока. Область застосування таких самонакладів – малоформатні та тихохідні машини.

Слід зазначити, що на сьогоднішній день найбільшого поширення набули пневматичні самонаклади з горизонтальним розташуванням стопи та з відокремленням верхнього аркуша присосами 6 (рис. 1.1, г, д). Для порівняно малопродуктивних та малоформатних машин вони будуються з відокремленням аркушів за передню кромку (рис. 1.1, г) та надалі – з послідовною подачею з інтервалом a_n (рис. 1.2, а), а для швидкохідних машин вони розраховуються на відокремлення аркушів за задню кромку (рис. 1.1, д) і надалі – на ступінчасту подачу, при якій листи рухаються з перекриттям a_c (рис. 1.2, б).

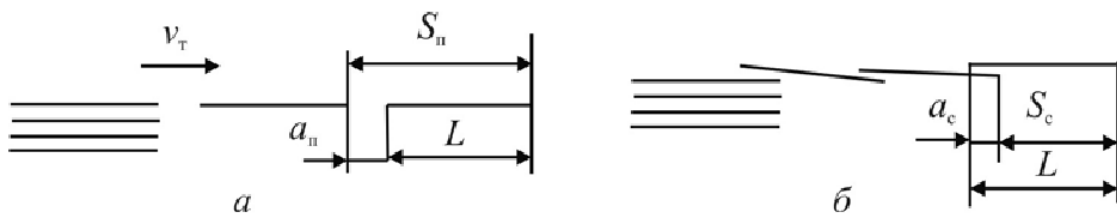


Рисунок - 1.2. Порядок подачі аркушів: а – послідовний; б - ступінчастий

Принципова схема пневматичного самонакладу для ступінчастої подачі аркушів представлена на рис. 1.3.

Стопа 1 з присосом, що відокремлює аркуші 2 піднімається автоматично, і її верхній рівень контролюється щупом 3. Для надійності відокремлення від стопи тільки одного аркуша застосовуються бічні 4 і задні 5 роздмухувачі, щітки 6 і сопла, циклічно або безперервно подають повітря під аркуш, що відокремлюється (у разі циклічної подачі цю функцію виконує щуп 3, а у разі безперервної – роздмухувачі 5). Відокремлений від стопи аркуш перехоплюється транспортуючими присосами 7, за допомогою яких передня частина аркуша, ковзаючи по мостиках 8, що відхиляються на цей час, вводиться в аркушепровідну пару 9, 10. Відокремлюючим присосам іноді

повідомляється додатковий рух по горизонталі, і тоді вони одночасно виконують функції транспортуючих присосів. Гумові ролики 10 часто виконуються не стаціонарними, а гойдаються. У цьому випадку передня частина аркуша доводиться присосами 7 до положення, на кілька міліметрів випереджає вісь циліндра, що безперервно обертається 9. При подальшому опусканні на нього роликів 10 аркуш строго по циклу подається на тасьмовий транспортер 11, що просуває його по накладному столу 12 до механізмів переднього 14 і 13 бокового рівняння через пристрій для зняття статичної електрики 15, притисну рамку 16 і щітку 17.

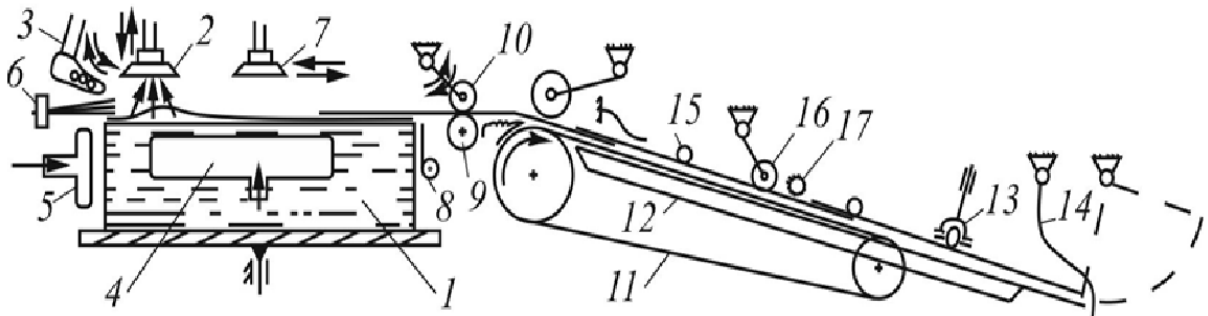


Рисунок 1.3 - Принципова схема самонакладу для ступінчастої подачі аркушів: 1 – стопа; 2 – аркушевідділювальні присоси; 3 – щуп верхнього рівня; 4 – бічні роздмухувачі; 5 – задні роздмухувачі; 6 – щітки; 7 – транспортуючі присоси; 8 – місток; 9, 10 – аркушепровідна пара; 11 – тасьмовий транспортер; 12 – накладний стіл; 13 – механізм бічного рівняння; 14 – механізм переднього рівняння; 15 – пристрій для зняття статичної електрики; 16 – притискна рамка; 17 – щітка

1.2. Класифікація фрикційних самонакладів

Сьогодні в поліграфії існують різноманітні види фрикційних самонакладів, кожному з яких притаманні свої функціональні можливості, свої переваги та недоліки [8, 39 - 42].

У всіх самонакладах аркуш знімається зі стопи за рахунок сили тертя, що

виникає між папером і ведучою ланкою. Такою ланкою може бути фрикційний ролик, що обертається, штовхач, що рухається поступально, або стрічка транспортера. Силу тертя можна створити різними способами. Найпростіше це зробити за рахунок зусилля, з яким ролик, штовхач або стрічка притискаються до стопи.

Як зазначалось вище, складніша конструкція самонакладу, з використанням вакуумного насоса, забезпечує силу тертя за рахунок притискання аркуша до подавального барабана або до стрічки під дією вакууму.

Існує ще один спосіб отримання сили тертя – електростатичне притягання аркуша, але поки що така можливість у фрикційних самонакладах не знайшла широкого застосування [19, 36].

Залежно від призначення та необхідних технологічних характеристик, фрикційний самонаклад може бути як з верхнім, так і з нижнім розташуванням подавальної ланки. До такої технологічної необхідності належить, наприклад, можливість завантаження самонакладу в процесі його роботи.

Зараз фрикційні самонаклади використовуються в ксероксах, принтерах, факсах. Також у надсікальних, фальцювальних, малоформатних і низькошвидкісних аркушепідбірних та друкарських машинах.

Враховуючи велике розмаїття обладнання, в якому застосовуються фрикційні самонаклади, різні технологічні вимоги, безліч схем побудови таких самонакладів, виникає проблема їх класифікації.

Для вирішення цієї проблеми нами було здійснено патентний пошук і проаналізовано різні схеми побудови фрикційних самонакладів.

Залежно від призначення та необхідних технологічних характеристик, фрикційний самонаклад може бути як з верхнім, так і з нижнім розташуванням подавальної ланки. Такою технологічною характеристикою є, наприклад, можливість завантаження самонакладу в процесі його роботи.

За способом виникнення сили тертя самонаклад може бути фрикційним, вакуумним або електростатичним [8, 49].

В одних конструкціях як подавальна ланка використовується ролик, в

інших – стрічка, в третіх – штовхач. Це також є ознакою класифікації.

Крім основних елементів конструкції, до складу самонакладу можуть бути включені додаткові елементи: відокремлювачі, навантажувальні пристосування, пристрої для запобігання подачі подвійного аркуша тощо. Тому самонаклади можуть бути розділені залежно від того, наявні чи відсутні подібні елементи в конструкції.

Наступною ознакою класифікації є спосіб подачі аркушів [8, 42]. Як відомо, існує два способи подачі аркушів: каскадом і послідовно.

Класифікаційну схему самонакладів, що подають аркуші за рахунок сили тертя, наведено нижче (рис. 1.4).

Крім вищевикладеного, самонаклади, що подають аркуші за рахунок сили тертя, можуть бути додатково класифіковані з урахуванням виду руху подавальної ланки.

1.3. Схеми побудови фрикційних самонакладів

Конструкції самонакладів, залежно від того, на якому обладнанні вони застосовуються, різноманітні. До кожної з цих конструкцій висуваються якісь особливі вимоги: для одних – швидкість, для інших – точність подачі тощо.

Безсумнівно, що кожна конструкція фрикційного самонакладу пройшла всі етапи інженерного проектування. Швидше за все, не обійшлося і без досліджень, але інформація про це відсутня.

Враховуючи відсутність інформації про дослідження та проектування фрикційних самонакладів, було виконано вивчення конструкцій фрикційних самонакладів, наявних у патентах з даної тематики. Це є найбільш прийнятною можливістю отримання даних про принципи дії, характеристики та області застосування фрикційних самонакладів.

Цікаво відзначити, що безліч запатентованих винаходів, що стосуються фрикційних самонакладів, було зроблено в 70-ті роки минулого століття. Розробка фрикційних самонакладів у цей період часу була дуже актуальною, що, вірогідніше за все, було пов'язано з поширенням застосування полімерів.

У поліграфії ці винаходи рекомендували для використання в ксерографії, обладнанні для оперативного друку, малоформатних друкарських машинах. Деякі види самонакладів розроблялися безпосередньо для використання при різанні, сортуванні та фасуванні грошових купюр.

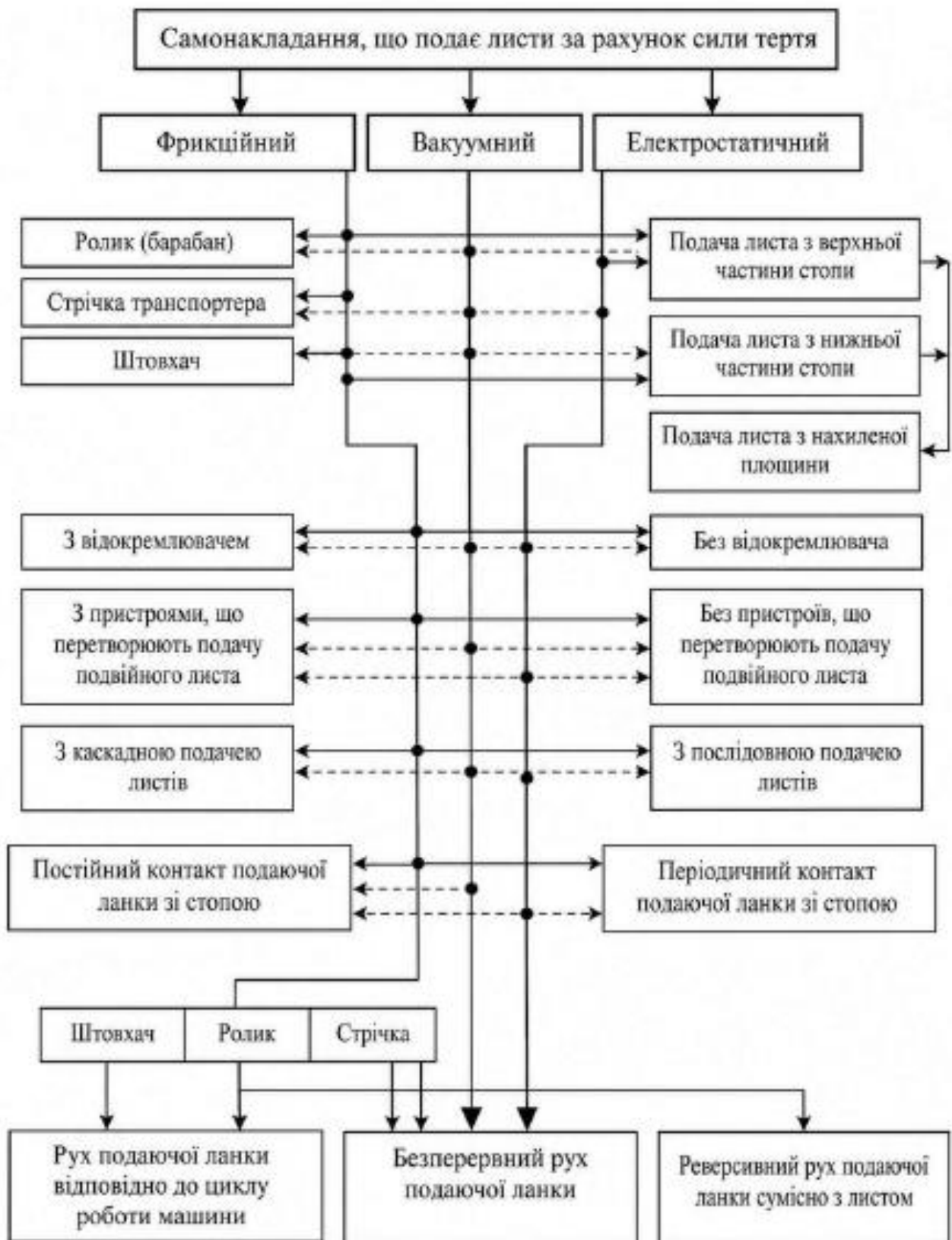


Рисунок 1.4 – Класифікація самонакладів

У даній роботі нами не приділяється особливої уваги винаходам, що належать до вакуумних фрикційних самонакладів, оскільки їх доцільно віднести до особливої групи аркушеподавальних пристроїв. Тут також не

приділяється особливої уваги конструкціям з фрикційними елементами, що поступально рухаються.

Необхідно відзначити, що подача аркушів з використанням фрикційних штовхачів, що поступально рухаються, не знайшла широкого застосування. Були спроби створення невеликих малоформатних аркушепідбірних машин із застосуванням таких самонакладів, але вони не увінчалися успіхом.

У дипломній роботі основну увагу приділено самонакладам з верхнім і нижнім розташуванням фрикційного ролика, де сила тертя створюється за рахунок притискання ролика до стопи. Крім цього, аналізувалися й деякі інші оригінальні винаходи. Насамперед, увагу приділено патентам, зареєстрованим у Німеччині та США [7, 31-33, 22-30, 45-48].

1.3.1. Фрикційні самонаклади з нижньою подачею аркуша

В авторському свідоцтві українських науковців Піскорського Г.А. і Янкін Л.М. (Янкін Л.М., Піскорський Г.А. Пристрій для відокремлення листового матеріалу від стопи: Опис винаходу до авторського свідоцтва №622733 СРСР, заявлено 24.01.77 №(21)2445986/28-12, опубліковано 20.07.78, Бюлетень №33.) (рис.1.5) пропонується використовувати такий самонаклад для подачі нижніх тонких паперових аркушів, наприклад, таких як калька.

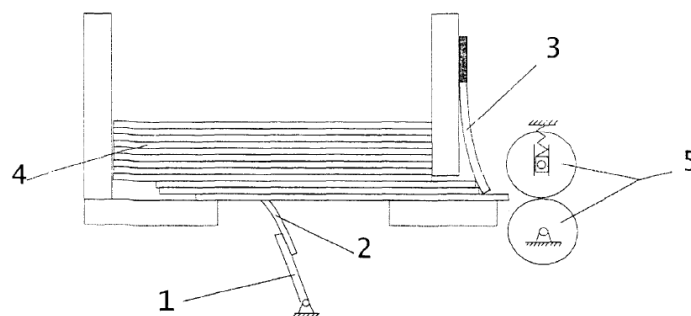


Рисунок 1.5 - Самонаклад для подачі тонких аркушів

Принцип дії самонакладу наступний: при обертанні подавальної ланки 1, пелюсток 2 з пружного фрикційного матеріалу впливає на нижній аркуш стопи 4. Декілька аркушів переміщується до упору 3, виконаного з такого ж пружного

матеріалу, який затримує всі аркуші, крім нижнього. В результаті тільки один аркуш подається далі до прискорювальних роликів 5 і виводиться з самонакладу. Далі процес повторюється.

Така конструкція примітна з двох причин. По-перше, пружний упор 3, за його достатньої жорсткості, забезпечує створення необхідного зазору, що змінюється в залежності від товщини нижнього аркуша. По-друге, гнучкість подавальної ланки сприяє плавному збільшенню сили тертя.

Тому, при оптимально обраній жорсткості та швидкості роботи, можна забезпечити подачу аркуша без прослизання. Це, у свою чергу, призводить до збільшення коефіцієнта тертя.

Недоліками такого самонакладу є: складність переналаштування на інший вид паперу, чутливість до висоти стопи, формат паперу і, очевидно, низька швидкість роботи.

Пізніший винахід [7], в якому використовується фрикційний самонаклад, віднесено до класу пристроїв поштучної видачі аркушів зі стопи (Рис.1.6). Цей самонаклад призначений для рахунку, сортування та фасування грошових білетів.

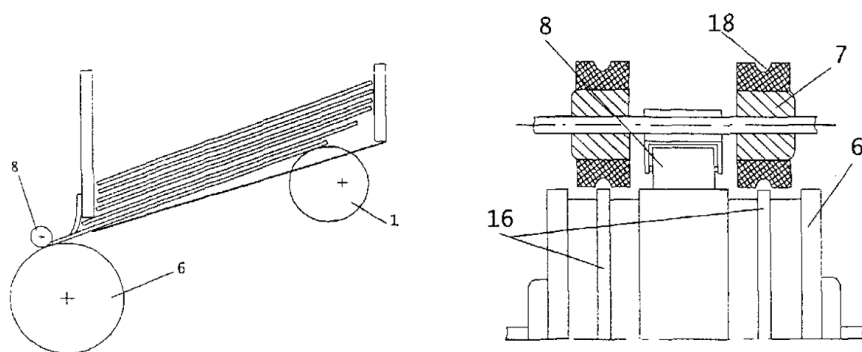


Рисунок 1.6 – Конструкція самонакладу для підрахунку банківських грошових білетів

Робота самонакладу полягає в наступному: ексцентричні ролики 1 виконують кілька функцій. По-перше, струшують стопу, зменшуючи силу зчеплення між аркушами і тим самим покращуючи відділення нижніх аркушів; по-друге, подають нижній аркуш під ролик 8, який підпружинений і утримує

аркуш при вході в зазор між роликами 7 і 6.

Після цього в зонах взаємодії пазів 18 і не фрикційних пасків 16 аркуші згинаються, при цьому відбувається поділ аркушів, що злиплися. Різниця коефіцієнтів тертя роликів 6 та 7 викликає переміщення верхнього аркуша. Після цього аркуш потрапляє в прискорювальний механізм і виводиться із самонакладу.

Такий самонаклад примітний тим, що подача аркушів, що злиплися, тут виключена за рахунок їх згинання, при якому виникають невеликі переміщення двох аркушів відносно один одного, внаслідок чого вони поділяються та виводяться з самонакладу один за одним.

Автори пристрою для каскадної подачі листа з нижньої частини стосу (рис. 1.7) пропонують використовувати його для розбирання високих стосів гофрокартону з метою підвищення надійності роботи аркушеживільної системи [33].

Стос аркушів гофрокартону 1 укладається в бункер до переднього столика 3. Транспортер 2 захоплює нижній аркуш, який взаємодіє з роликами 8, відхиляючи їх. Вісь 7 жорстко з'єднана з передніми упорами 4, що знаходяться на важелях 6. У підсумку, упори 4, підняті разом з роликами 8, звільняють шлях наступному аркушу. Тому аркуші виходять каскадом і переміщуються далі за допомогою вивідного транспортера 13. Крок каскаду може бути відрегульований шляхом переміщення планок 9. У цьому випадку край стопи 10 буде спиратися на ролики 12.

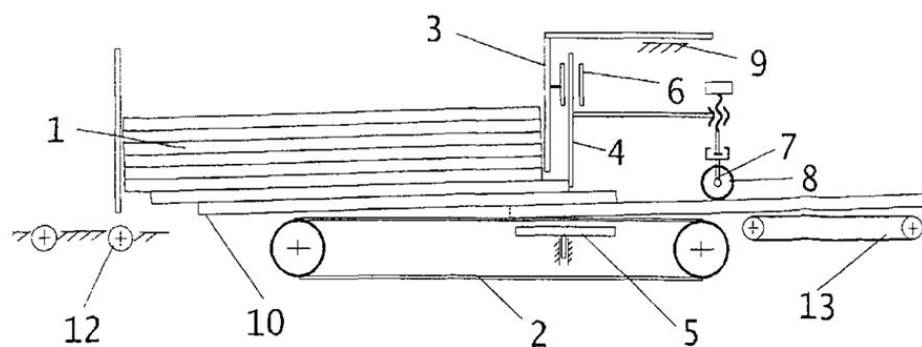


Рисунок 1.7 – Пристрій для каскадної подачі аркушів

При розгляді наведених схем фрикційних самонакладів можна виділити їхні основні недоліки. По-перше, крок каскаду не буде постійним, оскільки сили тертя, що діють на аркуш, залежать як від кількості аркушів у стопі, так і від коефіцієнтів тертя, які є випадковими величинами. По-друге, дана конструкція, вочевидь, призначена для роботи тільки з певним видом матеріалу, наприклад, гофрокартоном. Спроба використовувати подібну конструкцію для інших матеріалів, найімовірніше, призведе до значного зниження надійності системи. Саме ці недоліки і обмежують застосування даної конструкції.

Наступний пристрій (Головчинер Г.Л. Опис винаходу до авторського свідоцтва №242181 СРСР, заявлено 14.11.67 №1134765/29-33, опубліковано 25.04.69, Бюлетень №15.(8)) відділення нижнього листа від косо розташованої стопи листів може бути віднесено до класу самонакладів з нижнім розташуванням фрикційного ролика (рис. 1.8).

Стос аркушів 5 укладається на похилу напрямну 1, при цьому передній край стопи впирається в стінку 2, в якій на рівні нижніх аркушів вставлені гумові пластини 8. Подача аркушів здійснюється за допомогою еластичних рифлених кілець 6. Швидкість обертання другого кільця вища, ніж першого. Цим забезпечується додаткове прискорення аркуша, що виводиться.

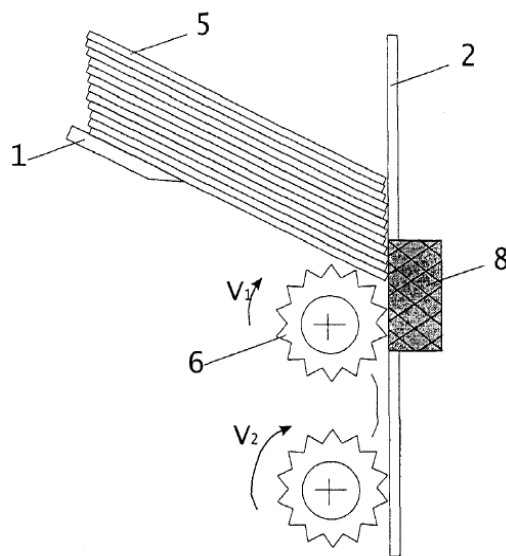


Рисунок 1.8 - Пристрій для відокремлення нижнього аркуша паперу

Основна перевага даної схеми – поєднання простоти конструкції та

надійності подачі тільки одного аркуша. Надійність подачі тільки одного аркуша підвищена завдяки наявності гумових пластин 8, за допомогою яких другий аркуш відокремлюється від першого. Крім того, рифлені кільця дозволяють знизити проковзування між роликами та папером.

До недоліків цього винаходу можна віднести вплив на папір з боку гумових пластин 8 та з боку стінки 2, а також швидке зношування гумових пластин.

Метою винаходу [28] (рис. 1.9) є забезпечення постійного зусилля притиску стопи до ролика.

Принцип дії пристрою для розбирання стопи плоских предметів (аркушів гофрокартону). Стопа плоских предметів укладається до передньої стінки 2. Зверху вона притискається плитою 5, яка створює додаткове зусилля. З цією плитою з'єднаний важіль 7, на який впливає плоска пружина 11. Циклічність подачі аркушів відбувається за рахунок піднімання та опускання стопи за допомогою додаткових роликів. Під час обертання приводного ролика 4 в момент часу, коли стопа стикається з ним, нижній аркуш починає переміщатися в бік щілини 3. Щілина 3, утворена основою 1 і передньою стінкою 2, потрібна для запобігання подачі одночасно кількох аркушів.

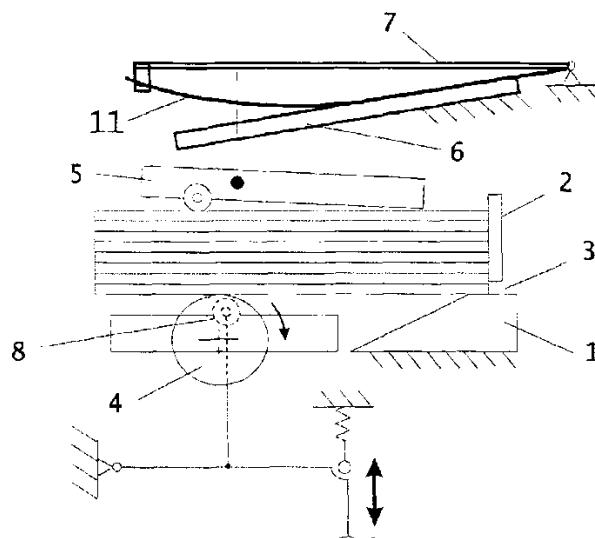


Рисунок 1.9 - Пристрій для розбирання стопи плоских предметів

У процесі роботи висота стопи зменшується, при цьому плита 5

опускається вниз, захоплюючи за собою важіль 7 з плоскою пружиною 11. Під дією магнітного поля постійного магніту 6 ця пружина прилягає до нього. Отже, в результаті зменшення стопи змінюється жорсткість плоскої пружини 11, яка створює додатковий тиск на плиту 5. Таким чином, зміна ваги стопи в процесі роботи компенсується плоскою пружиною 11.

Основна перевага даного винаходу полягає в циклічності подачі аркушів, яка пов'язана із забезпеченням постійного зусилля притискання стопи до ролика та з дією додаткових роликів, що піднімають стопу.

Тим часом, у цьому самонакладі є низка недоліків. По-перше, виключається можливість поповнення стопи під час роботи. По-друге, дана конструкція може бути призначена для роботи тільки з досить товстими аркушами, наприклад, аркушами гофрокартону. По-третє, цей винахід має складну конструкцію, що знизить загальну надійність самонакладу.

Пристрої для подачі аркушевого матеріалу (рис. 1.10) використовувалися фірмою «Ксерокс Корпорейшн» (США) [32].

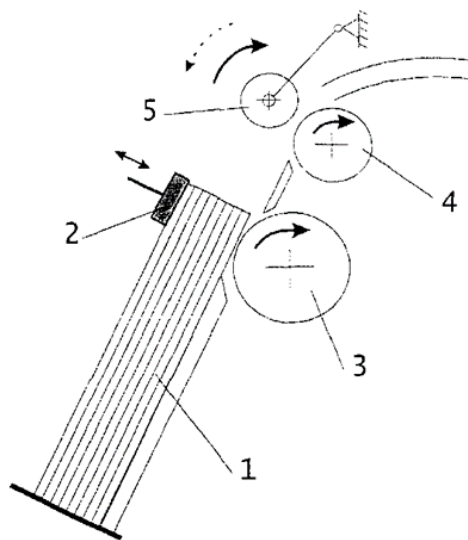


Рисунок 1.10 - Пристрій для подачі аркушевого матеріалу

Мета винаходу полягала в підвищенні надійності подачі аркушів. У пропонованому пристрої притискне пристосування, що притискає стопу паперу до фрикційного ролика, виконане у вигляді бруса і має механізм відведення цього бруса.

Стопа аркушів 1 завантажується в лоток. Передня частина стопи знаходиться між фрикційним роликом 3 і притискною планкою 2. У певний момент часу планка 2 притискає стопу до ролика 3, що обертається, який подає нижній аркуш до пари роликів 4 і 5.

Ролик 4 жорстко з'єднаний з приводом і обертається постійно. Ролик 5 має фрикційний привод. Напрямок обертання цього ролика не збігається з напрямком подачі аркуша. Однак при впливі на ролик 5 сили тертя з боку аркуша, напрямок обертання може змінитися, якщо буде перевищено момент тертя фрикційного привода (рис. 1.11 б.).

При подачі зі стопи одного аркуша ролик 5 змінює напрямок свого обертання і не перешкоджає подальшому переміщенню аркуша (рис. 1.11 а.). При подачі зі стопи двох і більше аркушів ролик 5 не змінює напрямку обертання, оскільки сила тертя фрикційного привода більша за силу зчеплення аркушів паперу між собою. Тому далі подається тільки один аркуш, який стикається з роликом 4, а другий аркуш затримується роликом 5.

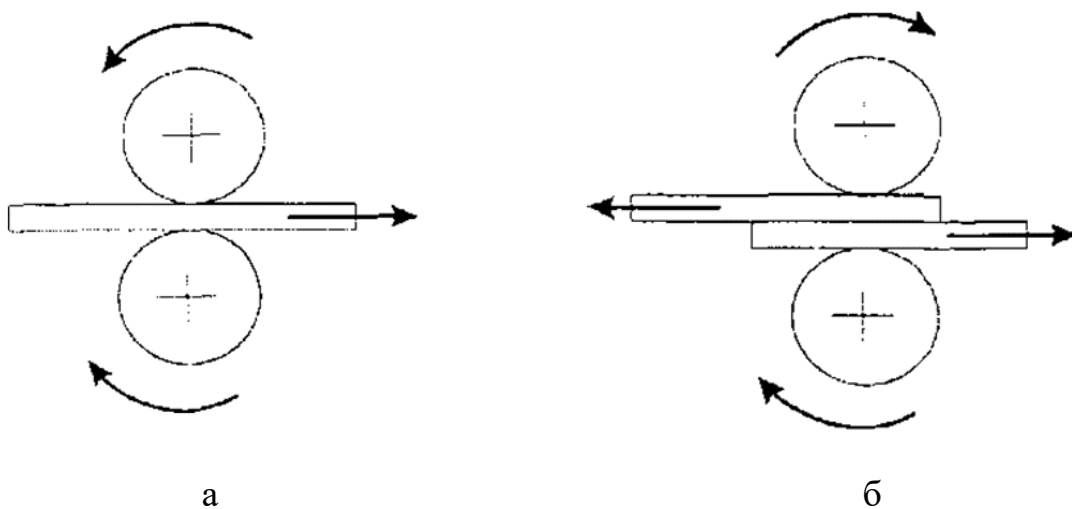


Рисунок 1.11 - Взаємодія роликів: а) подача одного аркуша;
б) подача двох аркушів

Основна перевага запропонованої схеми полягає в надійності подачі тільки одного аркуша, яка досягається використанням як додаткового реверсивного ролика 5, так і притискної планки 2. За допомогою притискної планки 2 забезпечується постійне зусилля притискання стопи до ролика

незалежно від величини стопи.

Негативні сторони даної конструкції полягають, по-перше, у відсутності можливості поповнення стопи в процесі роботи і, по-друге, в обмеженні максимальної товщини стопи. При збільшенні товщини стопи, очевидно, сильно зросте навантаження на притискну планку 2.

Ще один винахід було запропоновано використовувати для розбирання стопи встановлених на ребро плоских предметів (аркушів гофрокартону) (рис. 1.12), з метою підвищення надійності в роботі [29].

Надійність досягається за рахунок стабілізації притискного зусилля на предмети, що виділяються «під час всього процесу роботи».

Розглянемо принцип дії пристрою. Стопа встановлених на ребро плоских предметів 1 розміщується на упорі 4. Переміщення стопи до роликів здійснюється за допомогою площини 2, яка рухається вздовж напрямної 3 під дією власного приводу. Кожен предмет зі стопи виводиться фрикційними роликами 5. Додатковий ролик 6 використовується в якості опори. Під час роботи стопа може поповнюватися. Для цього додаткові предмети поміщаються на упор 4 за площину 2. Після цього потрібно повернути площину навколо осі, відсунути до краю стопи і повернути її у вихідне положення.

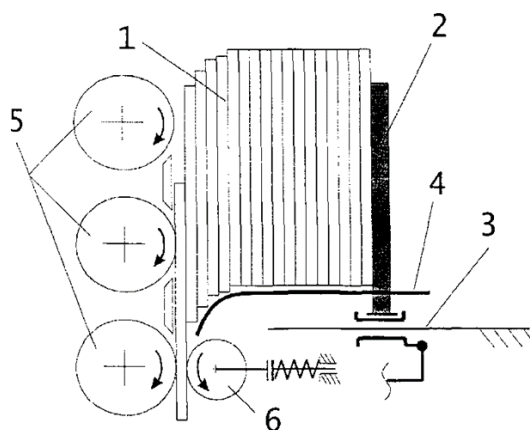


Рисунок 1.12 - Пристрій для розбирання стопи

Принцип дії самонакладу з нижньою подачею листа [24] (Рис. 1.13) наступний: стопа аркушів 1 укладається на транспортер 2. Цей транспортер подає аркуші в основний бункер, до упору 3. У процесі роботи кількість

аркушів в основному бункері завжди приблизно однакова. Тому сили тертя між листами, а також між нижнім листом і ланкою, що подає, не залежать від величини стопи, що укладається в самонаклад.

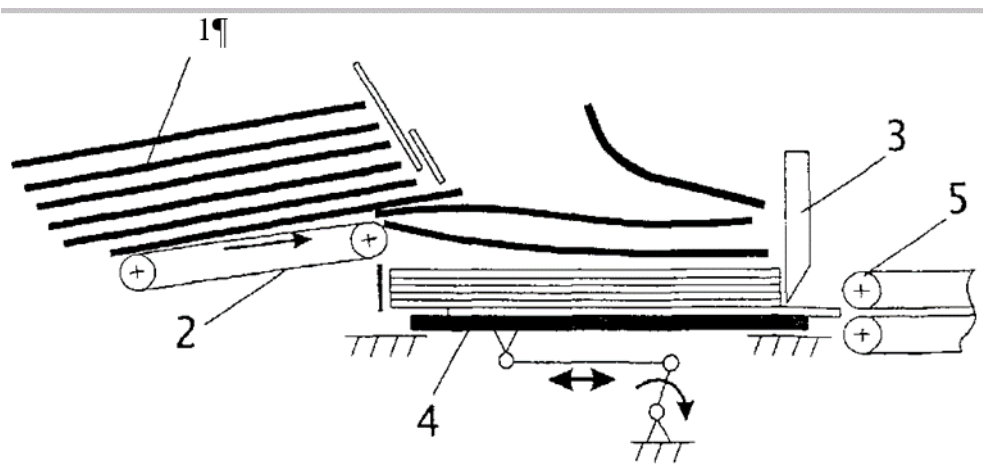


Рисунок 1.13 – Пристрій для подачі паперових аркушів

Поворотно-поступальний рух площини 4, що подає, забезпечується за допомогою кривошипно-шатунного механізму. У крайньому положенні площини, що подає 4, аркуш захоплюється транспортером 5.

Основна перевага даної конструкції полягає в тому, що під час роботи вага стопи залишається постійною, але при цьому не виключається можливість поповнення самонакладу аркушами. Ще один позитивний момент у тому, що сила тертя, під дією якої нижній аркуш рухається, зростає плавно через використання кривошипно-шатунного механізму.

До недоліків запропонованого механізму можна віднести руйнівну дію сили тертя на папір при зворотному ході площини 4 і застосування тільки досить товстих аркушів.

Пристрій для подачі аркушів з нижньої частини стопи (рис. 1.14) [27] функціонує так: стос аркушів 1 укладається в магазин самонакладу під деяким кутом. Передній край стосу під дією власної ваги і притиску 2 спирається на транспортер 3. Фрикційний елемент 4 притискається до ролика транспортера 3 за допомогою притиску 5 і запобігає множинній подачі аркушів.

Перевага самонакладу такого типу в точній подачі аркушів, при цьому множинна подача практично виключена. Однак надмірна дія на лист сил тертя і

виключення можливості додаткового завантаження під час роботи обмежують сферу застосування цього самонакладу.

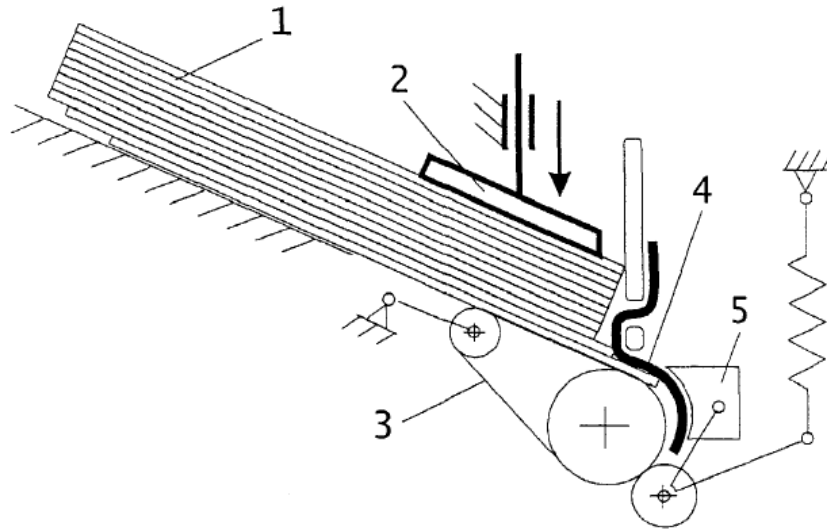


Рисунок 1.14 – Пристрій для подачі аркуша

1.3.2. Фрикційні самонаклади з верхньою подачею аркуша

На рис. 1.15 наведено ще одну конструкцію фрикційного самонакладу. У винаході фрикційного самонакладу з верхнім розташуванням ролика, що подає, і додатковим елементом для відділення аркуша (рис. 1.15) (Захаров І.В., Власов В.В. Опис винаходу до авторського свідоцтва №640941 СРСР, заявлено 22.11.76 №(21)2423167/28-12, опубліковано 10.01.79, Бюлетень №1) фрикційний ролик 1 і ексцентричний еліптичний ролик 2 обертаються, посуваючи лист на зустріч один одному (рис. 1.15, а). Ролик 2 необхідний для вилучення верхнього листа з-під фіксатора 3 (рис. 1.15, б). При цьому лист вигинається. Після звільнення аркуша (рис. 1.15, в), під дією пружних сил і сили тертя, він переміщається і потім виводиться із самонакладу. Далі процес повторюється.

Такий спосіб подачі аркуша має перевагу у тому, що ймовірність подачі подвійного аркуша тут зведена до мінімуму.

Недоліком такого самонакладу є обмеженість застосовуваних сортів паперу та неможливість точного врахування більшості всіх факторів, що впливають на жорсткість та стійкість аркуша. А крім цього, швидкість подачі

буде суттєво залежати від типу використовуваного паперу та його механічних властивостей.

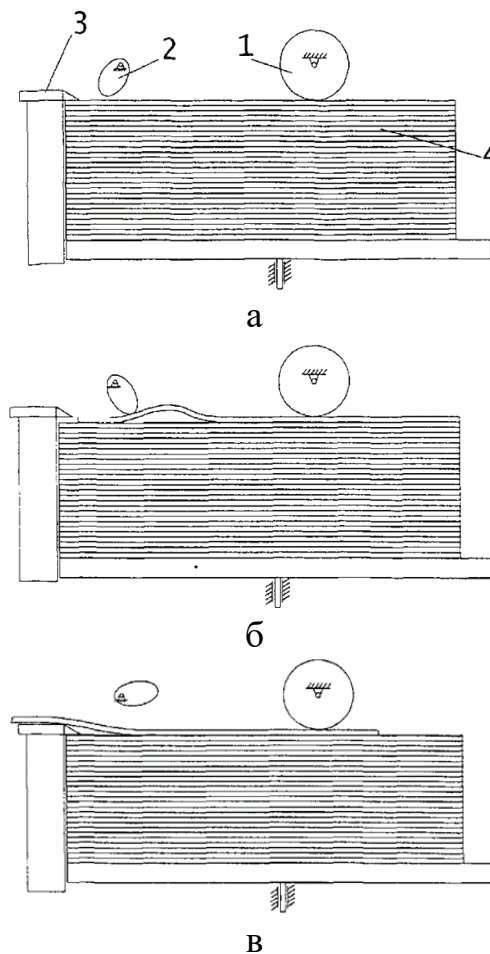


Рисунок 1.15 - Фрикційний самонаклад: а – звільнення передньої кромки аркуша; б – згинання аркуша; в – подача аркуша

У пристрої для подачі аркушевого матеріалу (рис. 1.16) підвищується надійність відокремлення аркушів від стопи за рахунок стабілізації притискного зусилля (Раувілаз Е.Ю., Шморгун А.Г. Пристрій для подачі листового матеріалу зі стопи: Опис винаходу до авторського свідоцтва №1207968 СРСР /, заявлено 10.08.84 №3778727/28-12, опубліковано 30.01.86, Бюлетень №4).

Додатковий вантаж 8 потрібен для компенсації зусилля, що притискає. Справа в тому, що при роботі самонакладу змінюється кут нахилу стопи, отже, це призводить до зменшення крутного моменту від сили ваги регульованого вантажу 6. А при зменшенні крутного моменту зменшується і величина

зусилля, що притискає, що погіршує стабільність роботи самонакладу. Використання додаткового вантажу 8 дозволяє виключити цей недолік за рахунок зміни плеча від сили ваги.

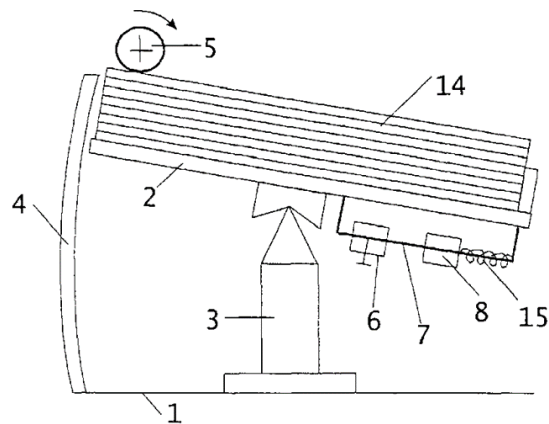
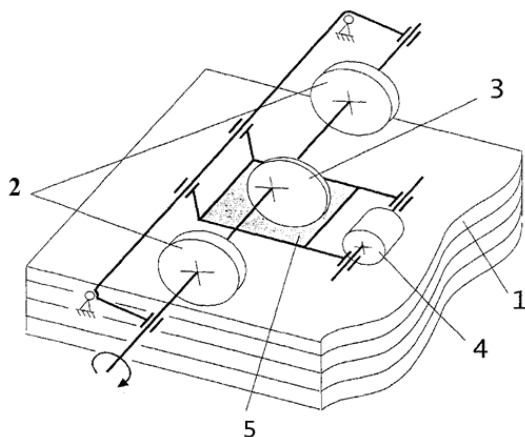


Рисунок 1.16 - Пристрій для подачі аркушевого матеріалу

Основна перевага запропонованої конструкції полягає в стабілізації притискаючого зусилля. Завдяки цьому умови для подачі кожного аркуша зі стопи залишаються більш менш постійними.

Пристрій для відокремлення аркушів від стопи (рис. 1.17) належить до галузі оперативної поліграфії та може бути використаний у багатотиражних апаратах, що містять аркушеподавальний пристрій (Пристрій для відокремлення аркушів від стопи: Опис винаходу до авторського свідоцтва №602447 СРСР, заявлено 01.04.75 №2153526/12, опубліковано 19.03.78, Бюлетень №14./ Савошенко Ж.Я., Сургаков Л.М., Трунов та ін.).



а

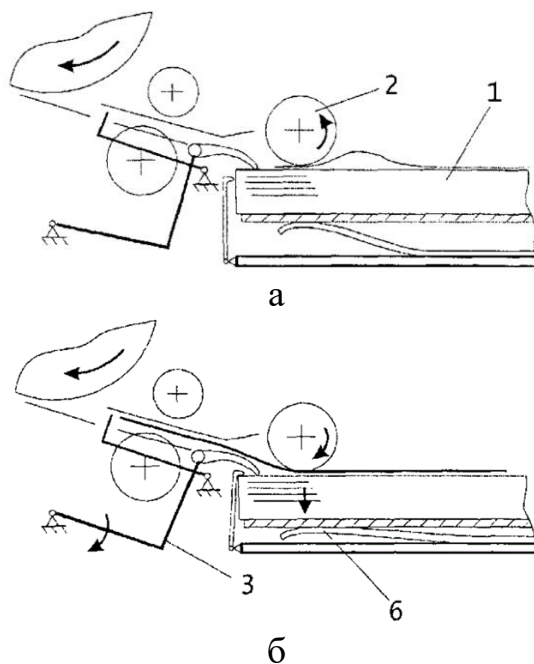


б

Рисунок 1.17 - Пристрій для відокремлення аркушів від стопи:
а – принципова схема; б – зовнішній вигляд

У запропонованому варіанті стопа аркушів 1 укладається в магазин самонакладу. Верхній аркуш подається за допомогою пари фрикційних роликів 2 у той момент, коли вони стикаються зі стопою. Ролики то притискаються, то відводяться від стопи за допомогою кулачка 3, який одночасно взаємодіє з фрикційними роликами. Кулачок 3 взаємодіє з важелем 5, що спирається на стопу за допомогою ролика 4. За один оберт приводного валу верхній аркуш переміщується в бік подавальних роликів, які захоплюють його та виводять із самонакладу. Позитивними сторонами даного винаходу є: по-перше, простота конструкції, і, по-друге, забезпечення циклічності подачі аркушів.

Фірмою «Ксерокс Корпорейшн» (Фрейзер Д. Пуннет, Дональд В. Тейтс, Чарльз Х. Шмідт (молодший) (США) Пристрій для подачі листового матеріалу: Опис винаходу до авторського свідоцтва №663293 СРСР, заявлено 07.12.72 №2543513/12, опубліковано 15.08.79, Бюллетень №18) було зареєстровано винахід пристрою для подачі паперових аркушів (рис. 1.18).



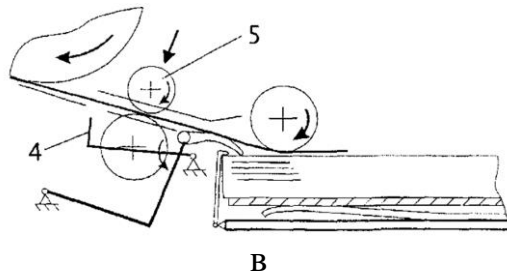
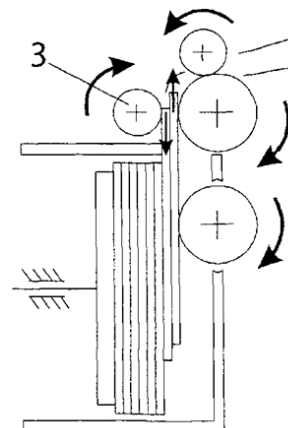
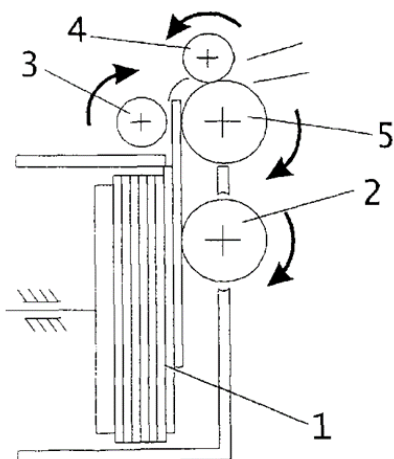


Рисунок 1.18 - Пристрій для подачі паперових аркушів: а – відокремлення верхнього аркуша; б – подача аркуша до реєструючого затвора; в – виведення аркуша із самонакладу

У запропонованому варіанті стопа аркушів 1 укладається на дно касети, яке підпружинене. Перед подачею верхній аркуш відокремлюється від стопи за допомогою подавальних валиків 2, що обертаються проти годинникової стрілки (рис. 1.18, а).

У наступний момент часу подавальні валики 2 змінюють напрямок обертання, і верхній аркуш подається до реєструючого затвора 4. Одночасно з цим повертається важіль 3 разом з пелюстками, які опускають стопу вниз. Далі опускається реєструючий затвор 4, звільняючи шлях для подальшого переміщення аркуша. Разом з цим просувальний ролик 5 притискається до аркуша, який прискорюється за рахунок сили тертя.

Переваги запропонованої конструкції полягають, по-перше, у надійності відокремлення тільки одного аркуша за рахунок реверсивного руху подавального ролика і, по-друге, у синхронізації подачі аркуша з аркушепровідною системою машини. Недолік даного винаходу полягає у складності конструкції.



а

б

Рисунок 1.19 - Пристрій для подачі паперових аркушів: а – подача одного аркуша; б – виключення подачі подвійного аркуша

На рис.1.19 наведено фрикційний самонаклад [25] принцип дії якого полягає у тому, що стопа аркушів 1 знаходиться у вертикальному положенні. Правий аркуш відокремлюється від стопи фрикційним роликом 2 і подається вгору. Ролик 5 спільно з роликом 3 запобігають подачі подвійного аркуша. Між цими роликами є зазор, який повинен бути трохи більше товщини одного аркуша. Ролик 4 щільно притискається до ролика 5. Цим досягається додаткове зусилля під час виведення аркуша із самонакладу.

При подачі одного аркуша ролик 2, що обертається в протилежну сторону, не перешкоджає переміщенню цього аркуша (рис. 1.19 а). Якщо подається подвійний аркуш, то ролик 3 розділяє листи, які «злиплися». У результаті з самонакладу виводиться лише один аркуш.

До позитивної сторони представленої конструкції можна віднести виключення подачі подвійного аркуша, як результат використання додаткових роликів, і за рахунок застосування подачі аркушів вертикально вгору. Основний недолік полягає у трудомісткості завантаження самонакладу аркушами.

1.3. Переваги фрикційних самонакладів та приклади використання фрикційних самонакладів у поліграфії

Розглянемо переваги фрикційних самонакладів та приклади використання фрикційних самонакладів у поліграфії.

Контрольоване тертя допомагає досягти низки переваг, які розглянуто нижче.

Підвищення точності: забезпечення подачі матеріалів у друкарський верстат або конвеєр із мінімальними помилками.

Підвищення швидкості: фрикційні пристрої подачі можуть працювати на високих швидкостях, що важливо для друку великих обсягів.

Запобігає пошкодженню: тертя, яке використовується в цих системах, є достатньо м'яким, щоб запобігти розривам або зміщенням, що робить його ідеальним для матеріалів різної товщини та текстури.

Отже, у випадку фрикційних самонакладів тертя є корисною силою, яка допомагає оптимізувати виробництво та підвищити загальну ефективність.

Повертаючись до теми, основні переваги використання фрикційних механізмів подачі в поліграфічній промисловості можна умовно розділити на такі важливі моменти:

1. Підвищена швидкість і ефективність.

Однією з визначних особливостей фрикційних самонакладів є їх висока швидкість роботи. Ці системи можуть подавати матеріали з вражаючою швидкістю, що важливо для сучасних друкарських машин, яким потрібно швидко обробляти великі обсяги матеріалу.

Безперервна робота: фрикційні самонаклади можуть працювати безперервно без частих зупинок, забезпечуючи безперебійну подачу матеріалів у виробничі лінії.

Підвищення продуктивності: швидша та ефективніша подача матеріалів допомагає поліграфічним компаніям дотримуватись стислих термінів, максимізуючи вихід.

У поєднанні зі струменевим принтером для виробничих ліній фрикційні пристрої подачі можуть збільшити швидкість виробництва, забезпечуючи швидку й точну подачу матеріалів у друкарську машину, скорочуючи час простою.

2. Підвищена точність і зменшення відходів.

Фрикційні пристрої подачі забезпечують точне транспортування матеріалу, гарантуючи, що кожен аркуш, етикетка чи картка подаються в систему з ідеальним вирівнюванням. Ця точність особливо важлива в поліграфічній промисловості, де навіть невелике порушення подавання може призвести до втрати матеріалу та зниження якості друку.

Зменшена кількість неправильних подань: забезпечуючи точну подачу матеріалу, фрикційні пристрої подачі мінімізують ризик застрягань або

зміщень.

Вища якість друку: точна подача забезпечує кращі результати друку, особливо в поєднанні зі струменевим кодуванням для друку змінних даних, таких як дати, штрих-коди та серійні номери.

Під час використання промислових струменевих систем друку точна подача є ключовою для забезпечення того, щоб відбиток відповідав запланованому дизайну та не містив помилок.

3. Універсальність обробки матеріалів.

Фрикційні самонаклади є неймовірно універсальними та можуть обробляти широкий спектр матеріалів, від паперу та картону до пластику та гнучких пакувальних матеріалів. Адаптація до різних типів матеріалів: незалежно від того, друкуєте ви на папері, пластику чи будь-якій іншій основі, фрикційні пристрої подачі можуть використовувати різні розміри, товщину та текстуру.

Ідеально підходить для друку на пластику: друк на непористих поверхнях, таких як пластик, потребує спеціальних технологій, а фрикційні пристрої подачі ідеально підходять для точної подачі таких матеріалів у системи друку. Завдяки об'єднанню фрикційних пристроїв подачі з конвеєрами струменевого друку друк безпосередньо на пластику стає простим і ефективним. Ця універсальність є головною перевагою для поліграфічних підприємств, які обслуговують широкий спектр завдань або індивідуальні тиражі.

4. Зниження витрат на оплату праці та підвищення рівня автоматизації.

Фрикційні самонаклади є відмінним рішенням для автоматизації процесу, яке може зменшити потребу в ручному втручанні. Завдяки автоматизації зменшуються витрати на робочу силу та підвищується ефективність робочого процесу. Менша залежність від ручної праці: автоматизована подача матеріалу зменшує потребу операторів вручну регулювати або подавати матеріали в систему.

Підвищення ефективності: автоматизація не тільки скорочує робочу силу, але й зменшує ймовірність людської помилки, забезпечуючи більш плавний і надійний процес.

У поєднанні з портативними рішеннями для кодування, такими як ручний струменевий друк, фрикційні пристрої подачі забезпечують повністю автоматизоване рішення, яке зменшує час простою та збільшує швидкість виробництва.

Сьогодні фрикційні самонаклади досить широко застосовуються в обладнанні для оперативної поліграфії [44, 49]. Найбільшими виробниками систем фрикційних самонакладів у світі є компанії MFT Automation (США); Kirk-Rudy (США); Streamfeeder (США), Pineberry Manufacturing (Канада), RonTech (Швейцарія) та Köra-Packmat (Німеччина).

Наприклад, у цифрових дуплікаторах DUPLO (Японія) надійна та безперебійна подача аркушів у широкому діапазоні щільності паперу (35 – 210 г/м²) забезпечується фрикційним самонакладом з трироlikовою системою подачі аркушів та жорстко фіксованими бічними упорами [44].

Аркушепідбірні машини DC Micro 8 (A4), DC 6 Mini (A3), DC 8 Mini (A3), DC 10 A Mini (A3), DC 10 B Mini (A3) мають фрикційну подачу аркушів щільністю від 40 до 200 г/м². Максимальна продуктивність цих машин коливається від 1500 до 2100 блоків/год [44].

Крім цього, фрикційна подача аркушів здійснюється в автоматичних нумераторах та апаратах для перфорації, біговки та різання фірми GRAPHIC WHIZARD (Канада). Моделі GW3000, K2, FinishMaster 100 забезпечують точність приладки 0,25 мм при подачі аркушів щільністю 45 – 250 г/м² зі швидкістю від 3000 до 10000 аркушів/год [44].

На рис. 1.20 показано самонаклад аркушевої друкарської машини Komori Lithrone S40, оснащений пристроєм автоматичної зміни стапелю на робочій швидкості машини провідного світового виробника офсетного обладнання - японської корпорації Komori Corporation, заводи якого розташовані в Японії, зокрема відомий завод у Цукубі. Серія Lithrone (наприклад, Lithrone G40, S29) відома своєю високою продуктивністю та якістю.

Хоча такі бренди, як MFT та Kirk-Rudy, є безперечними лідерами для дуже складних задач або важких поштових додатків, для більшості фахівців з упаковки та кодування пріоритет часто інший: ефективність, легкість інтеграції

та цінність.

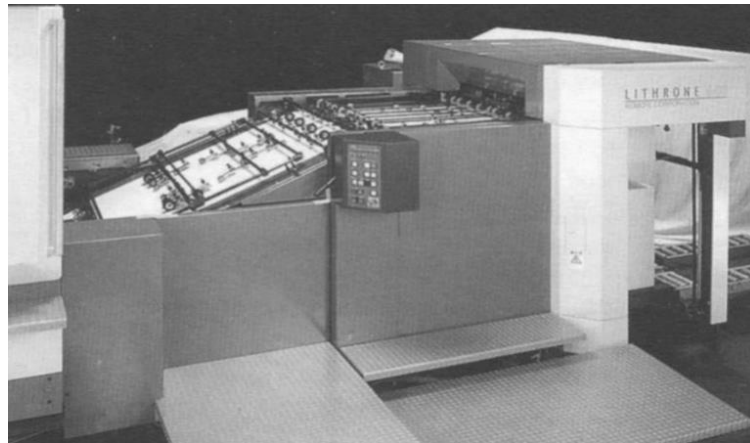


Рисунок 1.20 – Самонаклад аркушевої друкарської машини Komori Lithrone S40, оснащений пристроєм автоматичної зміни стапелю на робочій швидкості машини



а



б

Рисунок 1.21 - Машина модель iF-IPM203TB для подачі листівок для виробничих ліній

Останніми роками помітною на ринку стала експансія азійських виробників. Нижче, зокрема, показано низку самонакладів у складі машин компанії Byfeeder (Guangzhou Baiyi Intelligent Equipment Co., Ltd), Китай [49]. Компанія зарекомендувала себе як сильний гравець на азійському ринку та в усьому світі для тих, хто шукає економічно обґрунтованого та ефективного використання ресурсів. Вони спеціалізуються на системах подачі, розроблених спеціально для струменевого (TIJ/UV) друку, етикетування та сортування.

Машини Byfeeder часто постачаються як комплектні станції, що включають подачу, транспортування та складання, що робить їх варіантом «підключи та працюй» для фабрик, яким потрібно додавати коди та дати на пакети або коробки без значних капітальних витрат.



Рисунок 1.22 – Малорозмірна машина моделі PM101TB-300S

На рис.1.22 представлено малорозмірну машину 500W ТТО Tabletop Friction Feeder Machine моделі PM101TB-300S, яка ідеально підходить для приватних малих друкарських підприємств, поєднуючи у собі високу продуктивність, економічність та низьку ринкову вартість. Машина має габарити Розмір (ДхШхВ): 1600x500x350 мм та швидкість руху стрічки: 0-60 м/хв.

Висновки до розділу 1

В результаті виконаного аналізу сучасних науково-технічних джерел інформації та світового досвіду створення і експлуатації самонакладів друкарських машин нами було з'ясовано, що фрикційні пристрої подачі пропонують широкий спектр переваг для поліграфічної промисловості, від підвищення швидкості та ефективності до підвищення точності та зменшення відходів.

Відмічено, що завдяки автоматизації подачі матеріалу та зменшенню

ручної праці, фрикційні живильники допомагають оптимізувати виробничі лінії, забезпечуючи вищу продуктивність і якість.

Показано, що у поєднанні з конвеєрами струменевого друку, системами промислового струменевого друку та іншими передовими технологіями фрикційні пристрої подачі підносять операції друку на новий рівень точності та ефективності

З'ясовано, що серед усіх факторів, що впливають на працездатність фрикційних самонакладів можна виділити конструктивні та технологічні, крім того, одні фактори діють у будь-яких конструкціях самонакладів і за будь-яких умов, а інші – лише в окремих випадках. Таким чином нам необхідно у подальшому визначити вплив різних чинників на працездатність самонакладу.

Отже, щоб виявити вплив конструктивних та технологічних факторів на працездатність фрикційних самонакладів необхідно насамперед розробити теоретичну модель відокремлення листів від стопи. Це допоможе зрозуміти фізичні процеси, що відбуваються при відділенні аркушів і зробити попередні висновки, визначити найважливіші параметри самонакладу, що впливають на відділення аркушів.

Така характеристика самонакладу як працездатність безпосередньо з ймовірністю безвідмовної роботи. Тому наступним завданням буде знаходження ймовірності подання лише одного аркуша.

Важливою характеристикою працездатності є сталість динамічних характеристик фрикційного самонакладу. Тут потрібно буде визначити вплив різних факторів на ймовірність подачі аркуша на задану відстань за певний час та побудову відповідних графіків.

В зв'язку з цим у роботі поставлено завдання визначити характеристики працездатності фрикційних механізмів та шляхи впливу з метою підвищення працездатності і термінів служби.

2. РОЗРОБКА АНАЛІТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ВІДДІЛЕННЯ АРКУШІВ

2.1. Вибір конструкції фрикційного самонакладу

Дослідження сили тертя були проведені вже досить давно. Основний закон тертя сухих тіл було запропоновано Амонтоном у 1699 році, експериментально підтверджено Кулоном у 1781 році, перевірено у великій серії дослідів Мореном у 1831 році та ін. Завдання експериментів полягало в тому, щоб визначити коефіцієнт тертя для різних матеріалів при різних умовах досліду. Було встановлено, що тертя залежить від матеріалу тіл, що труться, і стану їхніх поверхонь, від тривалості попереднього нерухомого контакту. Тертя при рушанні з місця більше, ніж при подальшому сталому русі. Коефіцієнт тертя волокнистих речовин зростає зі збільшенням поверхні їх зіткнення. Тертя більше у м'яких тіл, ніж у твердих [12, 21].

Коефіцієнт тертя не є якоюсь постійною матеріалу, а властивістю

матеріалу, значення якого на практиці та на випробуванні залежить від структури поверхні та від багатьох інших впливових факторів. Так коефіцієнт тертя для деяких матеріалів змінюється зі зміною притискної сили, величини поверхні тертя і з питомим тиском, а також відносна швидкість може мати сильний вплив (для випадку, коли обидві поверхні складаються з одного матеріалу) [50].

Інша проблема, на яку слід звернути увагу – це тертя між фрикційним матеріалом (як правило полімером) і папером. Виявлено, що величини критичної та динамічної сил тертя полімерів залежать від багатьох факторів, включаючи тип і стан полімеру, температуру, швидкість ковзання, шорсткість і гладкість полімеру та протилежної поверхні, навантаження і загальну геометрію контакту [18, 21].

Незважаючи на те, що тертя і зношування є результатом поверхневих взаємодій, на практиці між ними часто спостерігається мала кореляція.

Швидкість зношування полімеру можна зменшити на кілька порядків шляхом зміни навантаження або за допомогою мащення, однак, сила тертя при цьому, по суті, залишається незмінною.

Основною трудностю є складна природа процесу зношування. Існують певні типи механізмів (зношування), такі, як стирання, ерозія, втома, адгезія та перенесення полімеру і хімічна деструкція. У практичних ситуаціях ці процеси взаємодіють складним і непередбачуваним чином. «Чисті» полімери є поганими мастильними матеріалами і швидко зношуються. Їхні характеристики значно покращуються при використанні наповнювачів (скло, граніт, метали). Варто відзначити, що наповнювачі не роблять помітного впливу на характеристики тертя полімерів [18, 38].

Як впливає з викладеного у 1 розділі, існують різні схеми побудови фрикційних самонакладів, тому відразу постає питання про вибір самонакладу для дослідження. Тут має місце можливість вибору з кілька варіантів, а саме: фрикційний самонаклад з нижнім розташуванням ролика, що подає, фрикційний самонаклад з верхнім розташуванням фрикційного ролика, фрикційний самонаклад з додатковими пристроями.

Самонаклад з нижнім розташуванням ролика, який має найпростішу конструкцію, представлений на рис. 2.1.

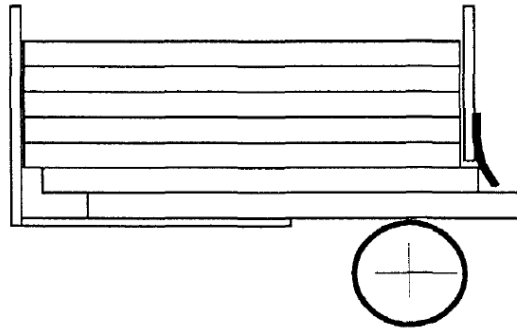


Рисунок 2.1 - Конструкція самонакладу з нижнім розташуванням фрикційного ролика

Необхідно зазначити, що сила тертя між роликом і нижнім аркушем істотно залежить від висоти стопи, щільності і товщини аркушів, що подаються. Таким чином, в процесі роботи самонакладу, сила тертя буде змінюватися при зміні маси стопи, що призведе до зміни прискорення аркуша, що подається. Тому свідомо можна сказати, що надійність відділення аркуша і час виведення його з самонакладу додатково залежатиме від кількості аркушів у стопі [36].

Інший аспект, якому необхідно приділити увагу - це обов'язкова наявність переднього упору та механізму регулювання зазору, що забезпечує подачу тільки одного аркуша.

Найпростіша конструкція самонакладу з верхнім розташуванням ролика представлена на рис. 2.2.

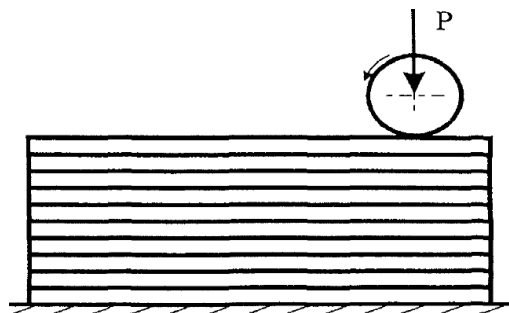


Рисунок 2.2 - Конструкція самонакладу з верхнім розташуванням

фрикційного ролика

Сила тертя тут залежить від величини зусилля, з яким ролик притискається до стопи, і це зусилля достатньо легко зробити незмінним. Використовуючи таку схему побудови можна дослідити процес відділення та подачі аркушів у найбільш простому, фундаментальному вигляді. Після цього можна доповнювати конструкцію самонакладу з вивчення роботи додаткових пристроїв.

До самонакладів з додатковими пристроями відносяться самонаклади, у яких, наприклад, є якісь елементи, що навантажують; пристрої, що запобігають поданню подвійного аркуша; пристрої петлеутворення. Також електростатичні та вакуумні фрикційні самонаклади.

Природно, дослідження таких пристроїв є досить перспективним, проте через відсутність фундаментальних досліджень присвячених фрикційним самонакладам можна рекомендувати в першу чергу вибрати для досліджень самонаклад з верхнім розташування ролика, що подає, а потім як предмет досліджень можна розглядати інші конструкції фрикційних самонакладів.

Таким чином, найбільш доцільно для досліджень вибрати самонаклад із верхнім розташуванням фрикційного ролика. У цьому випадку, макет самонакладу буде найпростішим, а крім цього, дослідження такої конструкції може бути основою для аналізу складніших фрикційних самонакладів.

2.2. Розробка детермінованої моделі процесу відділення аркушів

У попередньому розділі нами були намічені основні напрямки теоретичних досліджень. Насамперед, на наш погляд, варто розглянути причини неподавання та подавання подвійного листа. Мабуть, для цього необхідно розібратися за рахунок чого лист рухається та які сили впливають на нього. Після цього, отримавши вираз для прискорення першого та другого аркуша, можна побачити які саме параметри впливають на відділення лише одного аркуша та неподання подвійного аркуша.

Як відомо, розрахункова теоретична модель відрізняється від реальної фізичної ситуації прийнятими припущеннями [36]. У цьому випадку, при побудові моделі, нам необхідно прийняти низку припущень, а саме:

- опір повітря не враховується, оскільки сила тертя між аркушами явно значно вища, ніж сила тертя листа о повітря;
- матеріал аркуша абсолютно твердий (таке припущення справедливе, поки сила, з якою ролик притискається до стопи, незначна);
- сили електростатичного тяжіння аркушів відсутні (це забезпечить спрощення розрахунків);
- стопа аркушів знаходиться у горизонтальному положенні (таке припущення необхідне спрощення початкових викладок).
- переміщуватися можуть лише два верхні аркуші, а інші затримуються відсікачем;
- сила тертя між роликом і папером визначається коефіцієнтом тертя, а не крутним моментом приводу.

При зазначених вище припущеннях розрахункову схему фрикційного самонакладу представлено на рис.2.3. Верхній лист перебуває у рівновазі, якщо сума сил, які діють нього, дорівнює нулю. Виходячи з цього, отримано систему рівнянь:

$$\begin{cases} P + m_1 g - N = 0; \\ F - F_1 - m_1 a_1 = 0, \end{cases} \quad (2.1)$$

де F - сила тертя між роликом і верхнім аркушем, F_1 - сила тертя з боку другого аркуша.

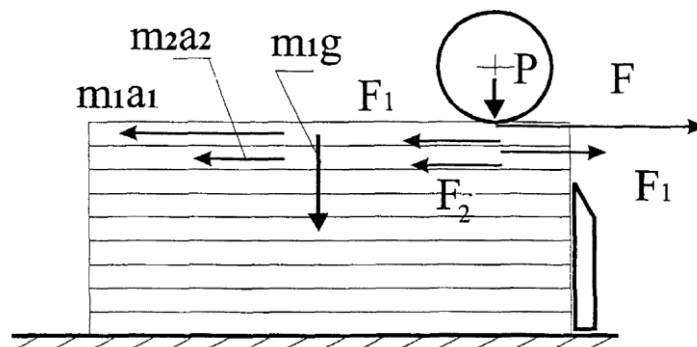


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема самонакладу

Основний закон тертя формулюється як співвідношення:

$$F = N \cdot f \quad (2.2)$$

де N - реакція з боку опори (в даному випадку реакція з боку верхнього аркуша на ролик $N = P$, а з другого аркуша - $P + m_1 g$);

f -коефіцієнт тертя між фрикційним матеріалом і папером [12, 21].

2.3. Рішення задачі про неподання аркуша

Із застосуванням вищенаведеного закону, підставивши (2.2) у (2.1) отримуємо вираз (2.3):

$$P \cdot f - (P + m_1 g) \cdot f_1 - m_1 a_1 = 0 \quad (2.3)$$

або

$$P \cdot f - P \cdot f_1 - m_1 g \cdot f_1 = m_1 a_1. \quad (2.3)$$

Звідси можна вивести залежність (2.4) для прискорення верхнього аркуша:

$$a_1 = \frac{P}{m_1} \cdot (f - f_1) - g \cdot f_1. \quad (2.4)$$

Перетворення цього виразу для випадку, коли прискорення верхнього листа дорівнює нулю (2.5), дозволяє побудувати графік функції, представлений на рис. 2.4.

$$\frac{P}{m_1 g} = \frac{\frac{f_1}{f}}{1 - \frac{f_1}{f}}. \quad (2.5)$$

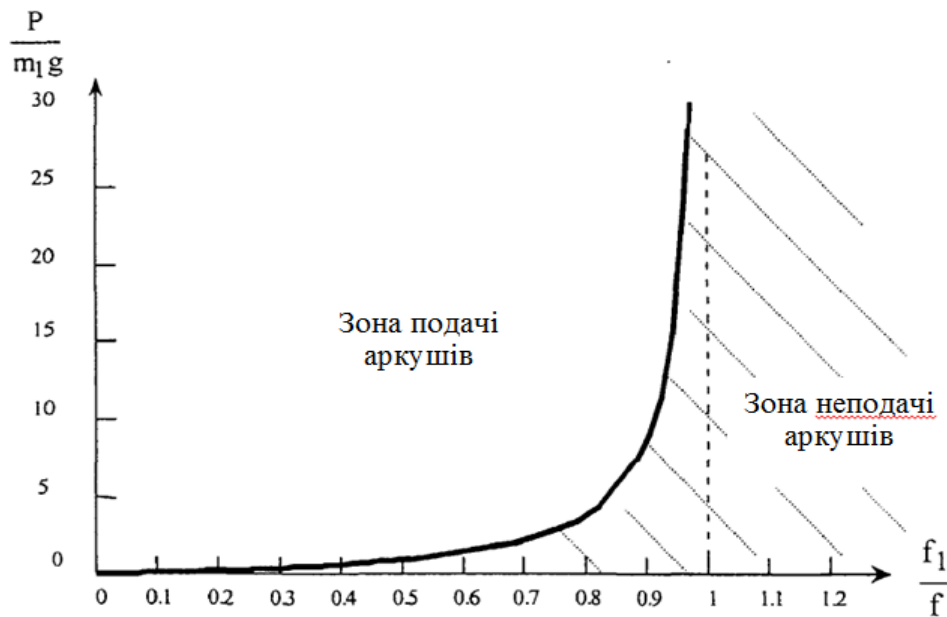


Рисунок 2.4 - Графік притискаючого зусилля

Цей графік показує залежність відношення сили, що притискає, до ваги аркуша від відношення коефіцієнтів тертя між роликом та папером та двома верхніми аркушами. По горизонтальній осі відкладено відношення коефіцієнтів тертя між аркушами, а вертикальної - відношення сили притиску ролика до ваги одного аркуша.

Вся область, що знаходиться вище за цей графік, відповідає переміщенню верхнього аркуша. Іншими словами, верхній аркуш почне рухатися лише тоді, коли сила, яка притискає ролик, перевищить певне значення. Це значення залежить від відношення коефіцієнтів тертя. Якщо коефіцієнт тертя між аркушами паперу дорівнює або більше коефіцієнту тертя фрикційного матеріалу, то відділення верхнього аркуша неможливе навіть за будь-якої великої сили притиску.

2.4. Вирішення питання множинної подачі

Для з'ясування причин подачі подвійного аркуша складемо рівняння руху для другого аркуша. Реакція з боку третього аркуша дорівнює

$$P + (m_1 + m_2)g.$$

На цьому етапі зробимо ще одне додаткове припущення: маси всіх

аркушів однакові. Тоді:

$$(P + mg) \cdot f_1 - (P + 2mg) \cdot f_2 = ma_2.$$

Розкривши дужки, отримаємо:

$$P \cdot f_1 + mg \cdot f_1 - P \cdot f_2 - 2mg \cdot f_2 = ma_2. \quad (2.6)$$

Другий аркуш не буде переміщатися, якщо його прискорення дорівнює нулю, тобто $a_2 = 0$. За цієї умови вираз (2.6) набуває вигляду:

$$P(f_1 - f_2) = mg(2f_2 - f_1).$$

тоді

$$\frac{P}{mg} = \frac{2f_2 - f_1}{f_1 - f_2}$$

або

$$\frac{P}{mg} = \frac{2 \cdot \frac{f_2}{f_1} - 1}{1 - \frac{f_2}{f_1}}. \quad (2.7)$$

За допомогою виразу (2.7) можна побудувати залежність, подібну до попереднього графіка. На рис. 2.5 область, що розташована нижче кривої, відповідає стану спокою другого аркуша.

З цього графіка видно, що чим більша різниця коефіцієнтів тертя між аркушами, тим важче забезпечити роботу самонакладу без множинної подачі. Тому для підвищення безвідмовності в подачі аркушів необхідно прагнути до зменшення розкиду коефіцієнтів тертя у стосі аркушів.

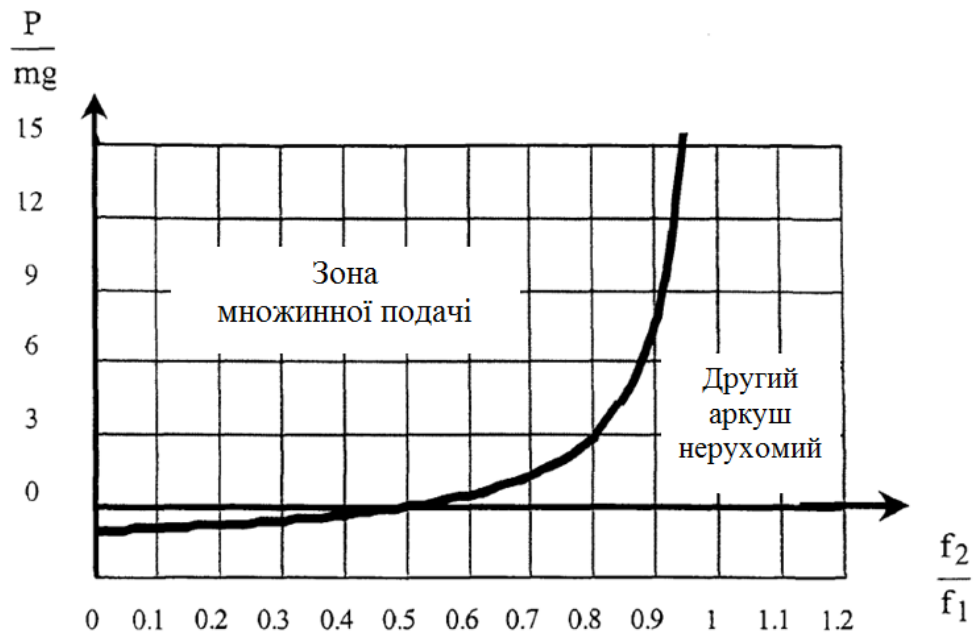


Рисунок 2.5 - Графік величини зусилля, що притискає

2.5. Вплив нахилу стосу на процес відокремлення аркуша

Раніше було зроблено припущення про горизонтальне положення стосу. Тепер розглянемо більш загальну модель з урахуванням кута нахилу стосу. Така модель представлена на рис. 2.6.

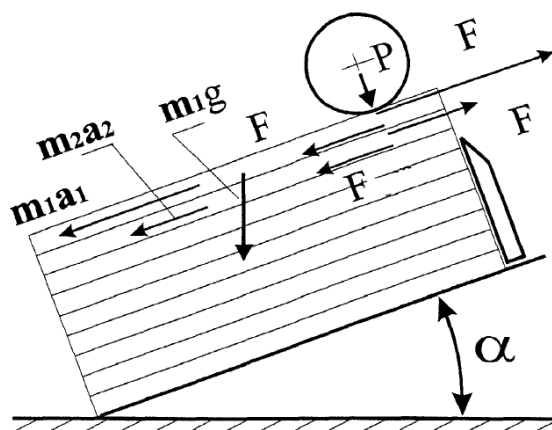


Рисунок 2.6 - Розрахункова схема самонакладу з похилим стапелем

Аналіз отриманої моделі показує, що вага аркуша є функцією кута нахилу стосу. Тому виведення всіх залежностей аналогічне тому, що було здійснено з

використанням попередньої моделі, з тією відмінністю, що тут сила ваги аркушів розкладається на дві складові.

Складемо рівняння руху для першого аркуша:

$$F - F_1 - mg \cdot \sin(\alpha) - ma_1 = 0,$$

де $F = P \cdot f$ та $F_1 = P \cdot f_1 + mg \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha);$

$$P \cdot f - P \cdot f_1 - mg \cdot \cos(\alpha) - mg \cdot \sin(\alpha) - ma_1 = 0. \quad (2.8)$$

З виразу (2.8) отримуємо вираз для прискорення першого аркуша:

$$a_1 = \frac{P}{m}(f - f_1) - g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) - g \cdot \sin(\alpha). \quad (2.9)$$

Для випадку, коли прискорення першого аркуша дорівнює нулю, вираз (2.9) можна записати у такому вигляді:

$$\frac{P}{mg} = \frac{\sin(\alpha) + f_1 \cdot \cos(\alpha)}{f - f_1}.$$

Розділивши чисельник і знаменник правої частини виразу на f , отримаємо:

$$\frac{P}{mg} = \frac{\frac{\sin(\alpha)}{f} + \frac{f_1}{f} \cdot \cos(\alpha)}{1 - \frac{f_1}{f}} \quad (2.10)$$

Отриманий вираз (2.10) використаємо для побудови графіка та знаходження областей подачі й неподачі аркуша. Складемо рівняння руху для другого аркуша:

$$F_1 - F_2 - mg \cdot \sin(\alpha) - ma_2 = 0,$$

де $F_1 = P \cdot f_1 + mg \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha)$ та $F_2 = P \cdot f_2 + 2mg \cdot f_2 \cdot \cos(\alpha).$

Звідси:

$$ma_2 = -Pf_2 - 2mg \cdot f_2 \cdot \cos(\alpha) + P \cdot f_1 + mg \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) - mg \cdot \sin(\alpha). \quad (2.11)$$

Другий аркуш нерухомий, якщо його прискорення дорівнює нулю, тоді:

$$-Pf_2 - 2mg \cdot f_2 \cdot \cos(\alpha) + P \cdot f_1 + mg \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) - mg \cdot \sin(\alpha) = 0;$$

$$P(f_1 - f_2) + mg[2 \cdot f_2 \cdot \cos(\alpha) + f_1 \cdot \cos(\alpha) - \sin(\alpha)] = 0;$$

$$\frac{P}{mg} \cdot (f_1 - f_2) - 2f_2 \cdot \cos(\alpha) + f_1 \cdot \cos(\alpha) - \sin(\alpha) = 0;$$

$$\frac{P}{mg} = \frac{2 \cdot f_2 \cdot \cos(\alpha) - f_1 \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)}{f_1 - f_2} \quad (2.12)$$

Розділивши чисельник і знаменник правої частини виразу на f_1 , отримаємо:

$$\frac{P}{mg} = \frac{2 \cdot \frac{f_2}{f_1} \cdot \cos(\alpha) - \cos(\alpha) + \frac{\sin(\alpha)}{f_1}}{1 - \frac{f_2}{f_1}} \quad (2.13)$$

На рис. 2.7 та рис. 2.8 представлено залежності відношення сили, що притискає ролик, до ваги аркуша при різних значеннях кута нахилу стосу.

Перший графік відповідає відокремленню аркуша, а другий — подачі аркуша за умови нерухомості другого аркуша. Графіки побудовані за допомогою додатка MathCAD Professional. Текст програми представлено в додатку А.

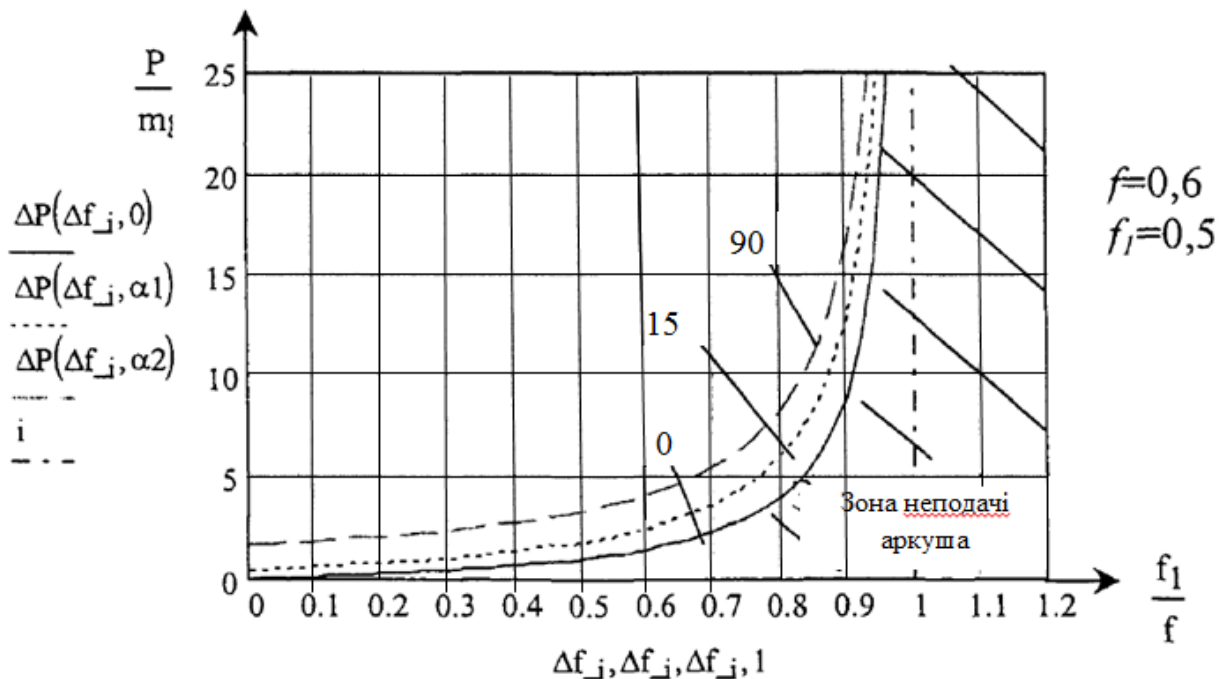


Рисунок 2.7 - Залежність притискного зусилля при різних кутах нахилу стосу та відсутності неподачі аркуша

Як видно з першого графіка, при збільшенні кута нахилу стосу (від 0° до 90°) спостерігається збільшення мінімальної сили, що притискає ролик до стосу. Тобто, за інших рівних умов, необхідно створити більше притискне зусилля для переміщення верхнього аркуша та запобігання неподачі.

Проте аналіз другого графіка показує, що при збільшенні кута нахилу стопи зона подачі подвійного аркуша скорочується, отже, зменшується ймовірність подачі подвійного аркуша.

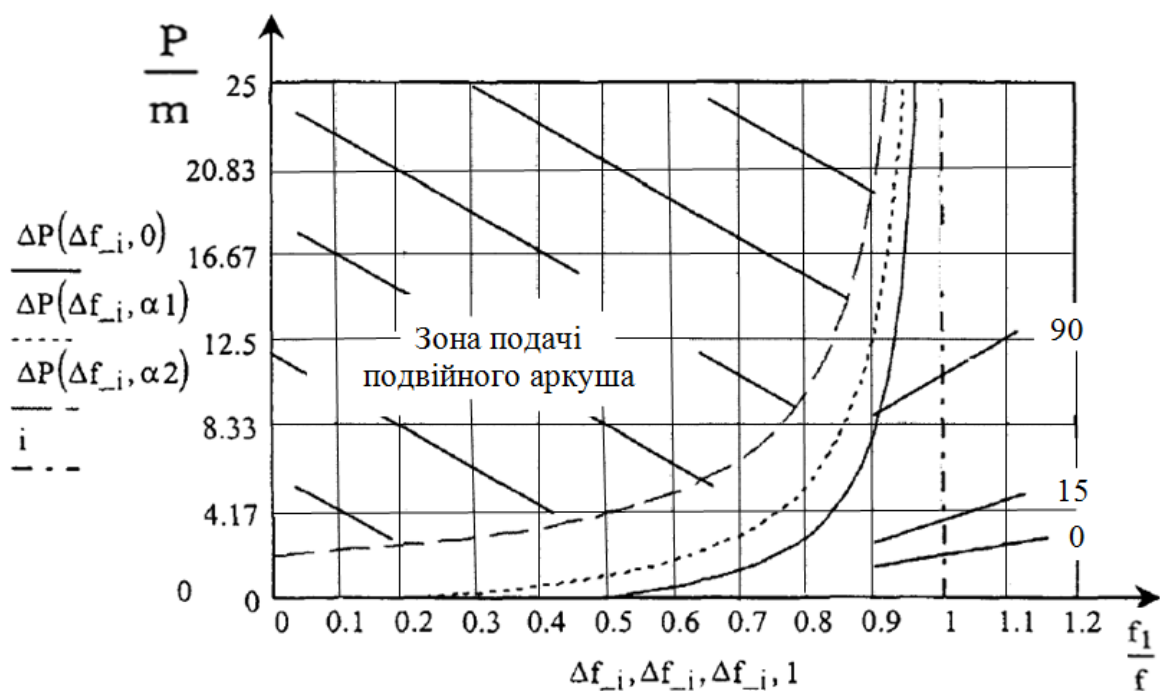


Рисунок 2.8 - Залежність притискного зусилля при різних кутах нахилу стосу та нерухомості другого аркуша

2.6. Умова роботи самонакладу без подачі подвійного аркуша

На даному етапі ще не можна точно сказати, покращиться чи погіршиться відокремлення та подача аркушів при роботі самонакладу з похилим стапелем.

Щоб вирішити цю проблему, необхідно об'єднати дві умови: по-перше, сила тертя має бути достатньою, щоб перемістити верхній (перший) аркуш, і, по-друге, другий аркуш повинен залишатися нерухомим.

Це можна зробити, підставивши вираз (2.13) у вираз (2.9). Таким чином,

отримуємо залежність прискорення першого аркуша від коефіцієнтів тертя та кута нахилу стосу (2.14):

$$a = \left[\frac{2 \frac{f_2}{f_1} \cos(\alpha) - \cos(\alpha) + \frac{\sin(\alpha)}{f_1}}{1 - \frac{f_2}{f_1}} (f_1 - f_2) - f_1 \cos(\alpha) - \sin(\alpha) \right] g. \quad (2.14)$$

Для побудови графіка можна припустити (на даному етапі), що коефіцієнти тертя є постійними, і прийняти $f_1=0,6$, $f_2=0,4$.

На графіку (рис. 2.9) представлено кілька кривих, кожна з яких відповідає певному куту нахилу стосу.

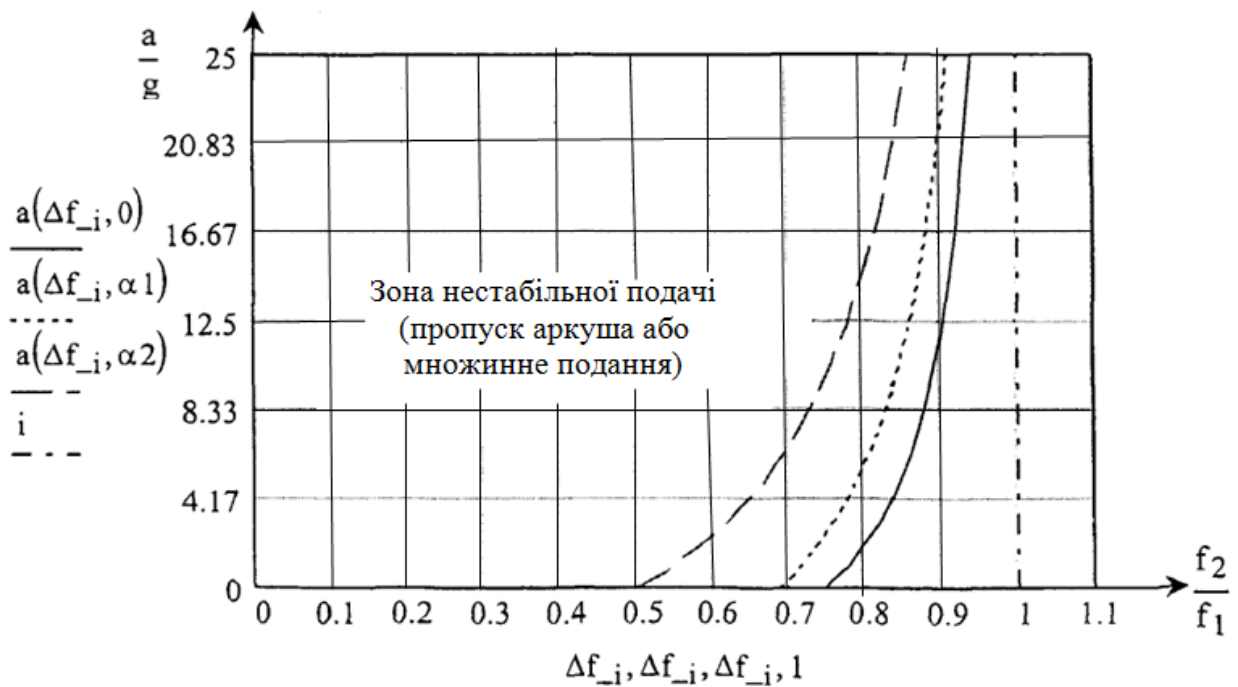


Рисунок 2.9 - Графік прискорення аркуша при різних кутах нахилу стаселю

Цей графік показує, що для певного розкиду значень коефіцієнтів тертя між аркушами, при збільшенні кута нахилу від 0° до 90° спостерігається зростання максимально можливого прискорення аркуша.

На додаток до цього можна відмітити, що збільшити прискорення аркуша, який подається, можна двома шляхами: по-перше, зменшуючи коефіцієнт тертя між аркушами, і, по-друге, збільшуючи коефіцієнт тертя між

фрикційним роликом і папером. Таким чином, для поліпшення точності подачі аркушів необхідно прагнути до мінімізації різниці коефіцієнтів тертя у стосі.

На основі наведених вище формул і залежностей неможливо дати однозначну відповідь щодо впливу деяких факторів на працездатність фрикційних самонакладів, оскільки більшість цих факторів є випадковими величинами. Наприклад, коефіцієнти тертя між аркушами та коефіцієнт тертя між роликом і верхнім аркушем. Крім того, випадковими величинами є середньоквадратичні відхилення коефіцієнтів тертя при використанні різних сортів паперу; рівень установлення відсікача та ін.

Як відомо, невизначеність, викликана впливом випадкових величин, може бути оцінена кількісно за допомогою теорії ймовірностей та математичної статистики. Ці питання будуть розглянуті нижче.

2.7. Розробка ймовірнісної аналітичної моделі подачі тільки одного аркуша

2.7.1. Опис фізики процесу відокремлення тільки одного аркуша

Відокремлення верхніх аркушів від стосу у фрикційних самонакладах є випадковим процесом. При фізичній взаємодії фрикційного ролика зі стосом можуть відбуватися різні варіанти відокремлення аркушів. Кількість цих варіантів обмежена, отже, є можливість розрахувати ймовірність відокремлення тільки одного аркуша. При описі моделі не можна не враховувати сили, що виникають під час подачі аркушів, тому за основу ймовірнісної аналітичної моделі взято теоретичну модель, описану раніше в пункті 2.1. Відмінна особливість ймовірнісної моделі полягає в тому, що деякі параметри самонакладу (коефіцієнти тертя, сила притискання ролика, середньоквадратичні відхилення) є випадковими змінними величинами.

Залежно від того, яких конкретних значень набудуть ці випадкові величини, процес відокремлення аркуша піде за одним із декількох напрямків із відповідними ймовірностями. Кількість таких напрямків залежить від положення відсікача. Так, наприклад, якщо відсікач звільняє тільки два верхні

аркуші (рис. 2.10), то можливі наступні варіанти процесу відокремлення аркуша від стосу:

1. Сили тертя ролика недостатньо, щоб зрушити бодай один аркуш. У цьому випадку відбувається неподача аркуша.
2. Сила тертя (2.1) і (2.2) або (2.3). У цьому випадку можлива подача тільки одного аркуша.
3. Сила тертя (2.4) і (2.5) або (2.6). Тут можливі два варіанти:
 - а) верхній аркуш подається одночасно з другим, якщо сила інерції другого аркуша недостатня для переміщення першого аркуша відносно другого;
 - б) перший аркуш переміщується відносно другого аркуша, і другий аркуш переміщується відносно стосу, якщо сила інерції (2.1).

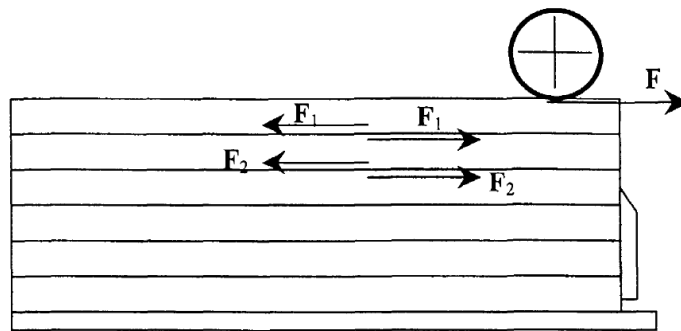


Рисунок 2.10 - Позначення сил тертя, що виникають при відокремленні аркушів

2.7.2. Аналіз дерева відмов при подачі аркуша

На першому етапі слід розглянути випадок, коли відсікач звільняє тільки два верхні аркуші. У цьому разі слід враховувати лише три події, що впливають на відокремлення аркушів. Подія A_1 відбувається, якщо $F > F_1$, подія A_2 відбувається, якщо $F > F_2$, подія A_3 відбувається, якщо $F_1 > F_2$. Ці три події є незалежними, оскільки сили тертя насамперед визначаються коефіцієнтами тертя, які є незалежними випадковими величинами.

Однак необхідно зазначити, що деякі з подій $A_1, A_2, A_3, \bar{A}_1, \bar{A}_2, \bar{A}_3$ є залежними у сукупності.

Так, наприклад, якщо відбулися події $\bar{A}_1$ та A_3 , то обов'язково відбудеться і подія A_2 . Тому потрібно враховувати умовну ймовірність появи подій.

Для наочності корисно побудувати «дерево» подій (рис. 2.11). На першому етапі йде порівняння сили тертя між фрикційним роликом і стосом та сили тертя між першим і другим аркушами. У цьому випадку повну групу подій складають події: A_1 та $\bar{A}_1$. На другому етапі порівнюються сила тертя між фрикційним роликом і стосом та сила тертя між другим і третім аркушами. Тут повну групу подій складають події: A_2 та $\bar{A}_2$.

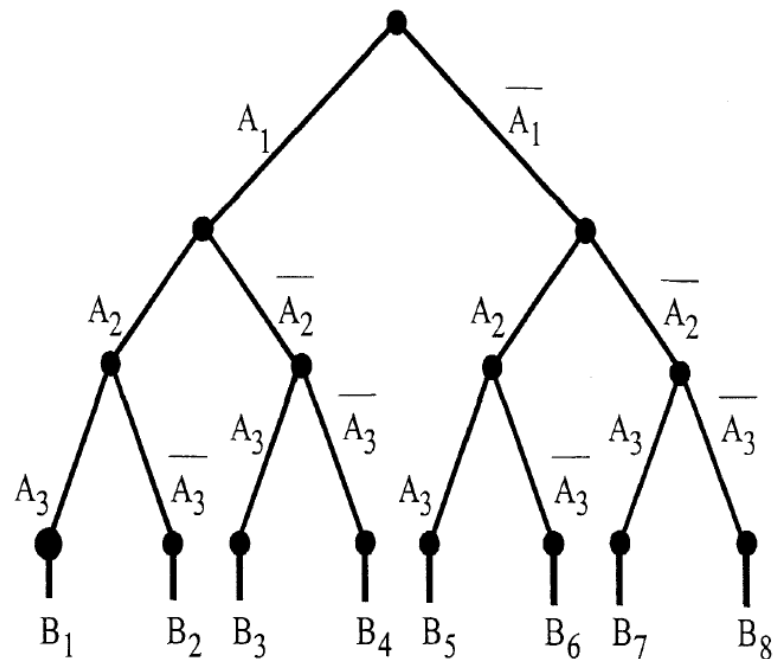


Рисунок 2.11 - Дерево подій

Наступний етап — порівняння сил тертя між першим і другим та між другим і третім аркушами. Тепер повну групу подій складають події: A_3 та $\bar{A}_3$.

В результаті різних комбінацій подій $A_1, A_2, A_3, \bar{A}_1, \bar{A}_2, \bar{A}_3$ отримано вісім наслідків: $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6, B_7, B_8$.

Подія B_1 відбувається при спільній появі подій A_1, A_2, A_3 , що відповідає виконанню умови: $F > F_1 > F_2$ (переміщення і першого, і другого аркуша).

Подія B_2 відбувається при спільній появі подій $A_1, A_2, \bar{A}_3$, що відповідає

виконанню умови: $F > F_2 > F_1$ (переміщення тільки першого аркуша).

Подія B_3 відбувається при спільній появі подій $A_1, \bar{A}_2, A_3$, що відповідає виконанню умов: $F > F_1, F < F_2, F_1 > F_2$. З цих умов випливає, що подія B_3 неможлива, оскільки остання умова виключається двома попередніми.

Подія B_4 відбувається при спільній появі подій $A_1, \bar{A}_2, \bar{A}_3$, що відповідає виконанню умови: $F_2 > F > F_1$ (переміщується тільки один аркуш).

Подія B_5 відбувається при спільній появі подій $\bar{A}_1, A_2, A_3$, що відповідає виконанню умови: $F_1 > F > F_2$ (переміщення і першого, і другого аркуша).

Подія B_6 відбувається при спільній появі подій $\bar{A}_1, A_2, \bar{A}_3$, що відповідає виконанню умов: $F < F_1, F > F_2, F_1 < F_2$. З цих умов випливає, що подія B_6 неможлива, оскільки остання умова виключається двома попередніми.

Подія B_7 відбувається при спільній появі подій $\bar{A}_1, \bar{A}_2, A_3$, що відповідає виконанню умови: $F_1 > F_2 > F$ (неподача аркуша).

Подія B_8 відбувається при спільній появі подій $\bar{A}_1, \bar{A}_2, \bar{A}_3$, що відповідає виконанню умови: $F_2 > F_1 > F$ (неподача аркуша).

Якщо події $B_1 \dots B_8$ складають повну групу подій, то сума ймовірностей появи цих подій має дорівнювати одиниці.

$$P(B_1) = P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3);$$

$$P(B_2) = P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(1 - P(A_3)) = P(A_1) \cdot P(A_2) - P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3);$$

$$P(B_3) = 0;$$

$$P(B_4) = P(A_1) \cdot (1 - P(A_2)) \cdot P(\bar{A}_3)_{(A_1, \bar{A}_2)} = P(A_1) - P(A_1) \cdot P(A_2);$$

$$P(B_5) = (1 - P(A_1)) \cdot P(A_2) \cdot P(\bar{A}_3)_{(\bar{A}_1, A_2)} = P(A_2) - P(A_1) \cdot P(A_2);$$

$$P(B_6) = 0;$$

$$\begin{aligned} P(B_7) &= (1 - P(A_1)) \cdot (1 - P(A_2)) \cdot P(A_3) = (1 - P(A_2) - P(A_1) + \\ &\quad + (P(A_1) \cdot P(A_2))) \cdot P(A_3) = \\ &= P(A_3) - (P(A_2) \cdot P(A_3) - P(A_1) \cdot P(A_3) + P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3)); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
P(B_8) &= (1 - P(A_1)) \cdot (1 - P(A_2)) \cdot (1 - P(A_3)) = \\
&= (1 - P(A_2) - P(A_1) + (P(A_1) \cdot P(A_2))) \cdot (1 - P(A_3)) = \\
&= 1 - P(A_2) - P(A_1) + (P(A_1) \cdot P(A_2)) - \\
&\quad - (P(A_3) + (P(A_2) \cdot P(A_3) + P(A_1) \cdot P(A_3) - P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3)); \\
\sum_{i=1}^8 P(A_i) &= P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3) + P(A_1) \cdot P(A_2) - P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3) + \\
&+ P(A_1) - P(A_1) \cdot P(A_2) + P(A_2) - P(A_1) \cdot P(A_2) + \\
&+ P(A_3) - P(A_2) \cdot P(A_3) - P(A_1) \cdot P(A_3) + P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3) + \\
&+ 1 - P(A_2) - P(A_1) + P(A_1) \cdot P(A_2) - P(A_3) + P(A_2) \cdot P(A_3) + \\
&+ P(A_1) \cdot P(A_3) - P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3) = 1.
\end{aligned}$$

Звідси випливає, що в будь-який момент часу відбуватиметься лише одна з шести подій (події B_3 і B_6 неможливі, оскільки ймовірності їх появи дорівнюють нулю). Ймовірності появи кожної з подій можуть бути обчислені, але інтерес становлять лише події B_2 і B_4 , що відповідають подачі тільки одного аркуша.

Отже, знаючи ймовірності появи подій A_1 , A_2 , A_3 , можна обчислити і ймовірність появи принаймні однієї з приємних подій: B_2 або B_4 .

Подію, що полягає в подачі тільки одного аркуша, будемо позначати C_1 . Тоді ймовірність появи C_1 може бути обчислена наступним чином:

$$\begin{aligned}
P(C_1) &= P(B_2) + P(B_4) = \\
&= P(A_1) \cdot P(A_2) - P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3) + P(A_1) - P(A_1) \cdot P(A_2) = \\
&= P(A_1) - P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3).
\end{aligned}$$

Зауважимо, що кожна з подій A_1 , A_2 , A_3 може бути представлена як різниця двох випадкових величин, а саме різниця сил тертя на різних поверхнях аркуша.

Для спрощення та узагальнення представлення виразів пропонується

ввести позначення зменшуваного та від'ємника як R і S .

Оскільки R і S є випадковими величинами, то для визначення ймовірності появи події $R - S > 0$ необхідно знати закон розподілу, середнє значення та середньоквадратичне відхилення цієї випадкової величини. Оскільки в даному випадку має місце нормальний закон розподілу величин R і S , а отже, і їхньої різниці, то для нормального закону розподілу щільність розподілу випадкової величини $R - S$ буде представлена у вигляді:

$$f_{R-S}(x) = \frac{1}{\sigma_{R-S} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \lambda \frac{((\bar{R}-\bar{S})-x)^2}{2 \cdot (\sigma_{R-S})^2}. \quad (2.15)$$

Середньоквадратичне відхилення різниці двох випадкових величин, розподілених за нормальним законом, може бути розраховане за формулою (2.16).

$$\sigma_{R-S} = \sqrt{(\sigma_R)^2 + (\sigma_S)^2}. \quad (2.16)$$

Підставляючи (2.16) у (2.15), маємо:

$$P(A) = P(R - S) = \int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{(\sigma_R)^2 + (\sigma_S)^2} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \lambda \frac{(\bar{R}-\bar{S}-x)^2}{2 \cdot ((\sigma_R)^2 + (\sigma_S)^2)} dx.$$

Остаточнo отримуємо вираз (2.17) функції щільності розподілу випадкової величини, що являє собою різницю двох випадкових величин $R - S$:

$$f_{R-S}(x) = \frac{1}{\sqrt{(\sigma_R)^2 + (\sigma_S)^2} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \lambda^{-\frac{(\bar{R}-\bar{S}-x)^2}{2 \cdot ((\sigma_R)^2 + (\sigma_S)^2)}}. \quad (2.17)$$

Тепер основним завданням стає пошук математичних сподівань і середньоквадратичних відхилень величин R і S .

Розглянемо подію A_1 . Для цієї події: $R = P \cdot f$, $S = (P + mg) \cdot f_1$.

Основними випадковими величинами в цих виразах є коефіцієнти тертя між аркушами та коефіцієнт тертя між роликом і стосом. Значення коефіцієнтів тертя можуть бути отримані експериментально для кожного конкретного типу паперу та фрикційного матеріалу. Сила тиску на стос на цьому етапі може розглядатися як постійне навантаження.

У зв'язку з тим, що випадкова величина, розподілена за нормальним законом, множиться на постійні величини P і $P + mg$, то отримана випадкова величина для події A_1 матиме також нормальний розподіл із наступними характеристиками:

$$\begin{aligned} \bar{R} &= P \cdot \bar{f}, \quad \bar{S} = (P + mg) \cdot \bar{f}_1, \quad \text{тобто} \quad \overline{R-S} = P \cdot \bar{f} - (P + mg) \cdot \bar{f}_1; \\ \sigma_R &= P \cdot \sigma_f, \quad \sigma_S = (P + mg) \cdot \sigma_{f_1}. \end{aligned}$$

Тепер визначимо вирази ймовірностей подій A_1 , A_2 , A_3 . Для цього проінтегруємо функцію щільності розподілу (2.17):

$$P(A_1) = \int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{(P \sigma_f)^2 + ((P + mg) \sigma_{f_1})^2} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \lambda^{-\frac{(P \bar{f} - (P + mg) \bar{f}_1 - x)^2}{2 \cdot [(P \sigma_f)^2 + ((P + mg) \sigma_{f_1})^2]}} dx; \quad (2.18)$$

$$P(A_2) = \int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{(P \sigma_f)^2 + ((P + 2mg) \sigma_{f_2})^2} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \lambda^{-\frac{(P \bar{f} - (P + 2mg) \bar{f}_2 - x)^2}{2 \cdot [(P \sigma_f)^2 + ((P + 2mg) \sigma_{f_2})^2]}} dx; \quad (2.19)$$

$$P(A_2) = \int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{((P+mg)\sigma_{f_1})^2 + ((P+2mg)\sigma_{f_2})^2} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \lambda \cdot \frac{((P+mg)\bar{f}_1 - (P+2mg)\bar{f}_2 - x)^2}{2[(P+mg)\sigma_{f_1}]^2 + [(P+2mg)\sigma_{f_2}]^2} dx \quad (2.20)$$

За формулами (2.18) – (2.20) обчислення ймовірностей кожної з подій аналітичним методом не видається можливим, оскільки отримані інтеграли є такими, що не беруться. Обчислення ймовірностей подачі тільки одного аркуша при різних умовах роботи та параметрах самонакладу можна виконувати лише чисельними методами.

Представимо ймовірність появи кожної події як функцію кількох змінних. Позначимо ймовірність появи події A_1 як P_1 , ймовірність появи A_2 як P_2 і ймовірність появи A_3 як P_3 . Кожна з цих функцій залежить від конкретних значень сили притискання ролика, середніх значень коефіцієнтів тертя, середньоквадратичних відхилень коефіцієнтів тертя. Тепер завдання зводиться до того, щоб визначити ступінь впливу кожної зі змінних на ймовірність відокремлення тільки одного аркуша.

У роботі, з огляду на її обсяг і час досліджень ми розглянули лише кілька змінних. Наочно результати представлено у вигляді графіків (рис. 2.12 та 2.13).

Для визначення допустимої області значень змінних, що входять у функцію ймовірності подачі тільки одного аркуша, необхідно побудувати кілька серій графіків. Для побудови графіків використовуються діапазони вихідних даних, орієнтовані на значення, отримані в результаті експериментів під час переддипломної практики.

Програми для побудови графіків представлені у Додатку Б.

Перша серія графіків відображає залежність ймовірності від навантаження на ролик за таких умов: різних значень коефіцієнта тертя фрикційного матеріалу (рис. 2.12); різних значень коефіцієнта тертя між аркушами (рис. 2.13).

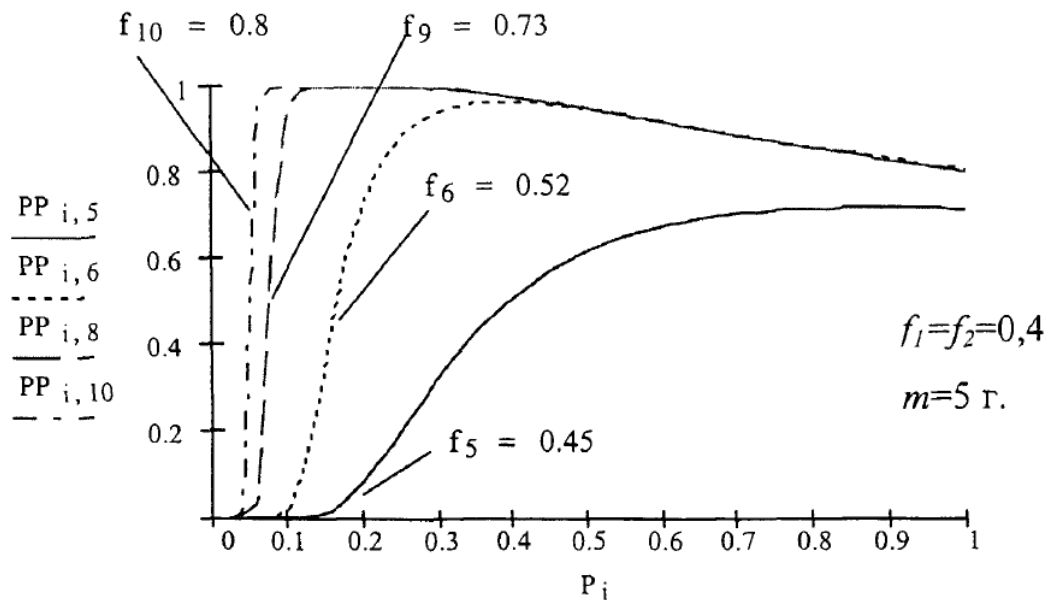


Рисунок 2.12 - Залежність ймовірності подачі тільки одного аркуша від сили притискання ролика до стопи при різних величинах коефіцієнта тертя фрикційного матеріалу

Графік на рис. 2.12 показує, що для досягнення 99,7% ймовірності подачі тільки одного аркуша потрібно, щоб коефіцієнт тертя фрикційного ролика перевищував певне визначене значення. При цьому можливе існування діапазону з такими значеннями сили притискання ролика, в якому ймовірність подачі тільки одного аркуша є максимальною.

На перший погляд може здатися, що при зменшенні коефіцієнта тертя між аркушами надійність відокремлення аркушів має підвищитися, проте, аналізуючи наведений нижче графік (рис. 2.13), можна зробити наступний висновок. При досить малих значеннях коефіцієнтів тертя між аркушами величина притискного зусилля перебуває в дуже вузькому діапазоні значень. Тому за таких умов ймовірність надійної роботи падає.

Однак якщо коефіцієнт тертя фрикційного матеріалу з папером залишається постійним, а коефіцієнти тертя між аркушами набувають суттєвих значень, то існує ризик взагалі не досягти необхідної ймовірності відокремлення тільки одного аркуша.

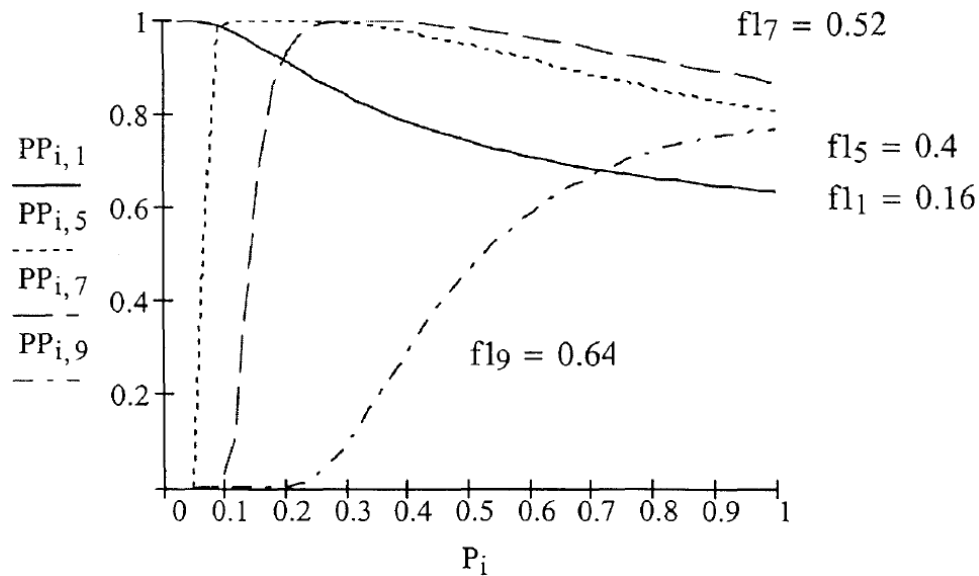


Рисунок 2.13 - Залежність ймовірності подачі тільки одного аркуша від сили притискання ролика до стопи при різних коефіцієнтах тертя між аркушами

Друга серія графіків відображає залежність ймовірності від навантаження на ролик при різних кутах нахилу стосу та мінімально необхідного прискорення верхнього аркуша.

Для побудови зазначених залежностей слід доповнити вирази (2.18) – (2.20) з урахуванням прискорення верхнього аркуша та кута нахилу стосу. Отримані вирази представлені нижче:

$$\bar{R} = P \cdot \bar{f}, \quad \bar{S} = (P + mg \cdot \cos(\alpha)) \cdot \bar{f}_1 + mg \cdot \sin(\alpha);$$

$$P(A_1) = \int_0^{\infty} \frac{1}{q} \cdot \lambda \cdot \frac{(P \cdot \bar{f} - (P + mg \cdot \cos \alpha) \cdot \bar{f}_1 - mg \cdot \sin \alpha - x)^2}{2 \cdot [(P \cdot \sigma_f)^2 + ((P + mg \cdot \cos \alpha) \cdot \sigma_{f_1})^2]} dx, \quad (2.21)$$

$$\text{де } q = \sqrt{(P \cdot \sigma_f)^2 + ((P + mg \cdot \cos \alpha) \cdot \sigma_{f_1})^2} \cdot \sqrt{2\pi};$$

$$P(A_2) = \int_0^{\infty} \frac{1}{q} \cdot \lambda \cdot \frac{(P \cdot \bar{f} - (P + 2mg \cdot \cos \alpha) \cdot \bar{f}_2 - mg \cdot \sin \alpha - x)^2}{2 \cdot [(P \cdot \sigma_f)^2 + ((P + 2mg \cdot \cos \alpha) \cdot \sigma_{f_2})^2]} dx, \quad (2.22)$$

$$\text{де } q = \sqrt{(P \cdot \sigma_f)^2 + ((P + 2mg \cdot \cos \alpha) \cdot \sigma_{f_2})^2} \cdot \sqrt{2\pi};$$

$$P(A_3) = \int_0^{\infty} \frac{1}{q} \cdot \lambda \cdot \frac{((P + mg \cdot \cos \alpha) \cdot \bar{f}_1 - (P + 2mg \cdot \cos \alpha) \cdot \bar{f}_2 - mg \cdot \sin \alpha - x)^2}{2 \cdot [((P + mg \cdot \cos \alpha) \cdot \sigma_{f_1})^2 + ((P + 2mg \cdot \cos \alpha) \cdot \sigma_{f_2})^2]} dx, \quad (2.23)$$

$$\text{де } q = \sqrt{((P + mg \cdot \cos \alpha) \cdot \sigma_{f_1})^2 + ((P + 2mg \cdot \cos \alpha) \cdot \sigma_{f_2})^2} \cdot \sqrt{2\pi}.$$

На рис. 2.14 представлена залежність ймовірності подачі тільки одного аркуша від притискного зусилля при різних кутах нахилу стосу.

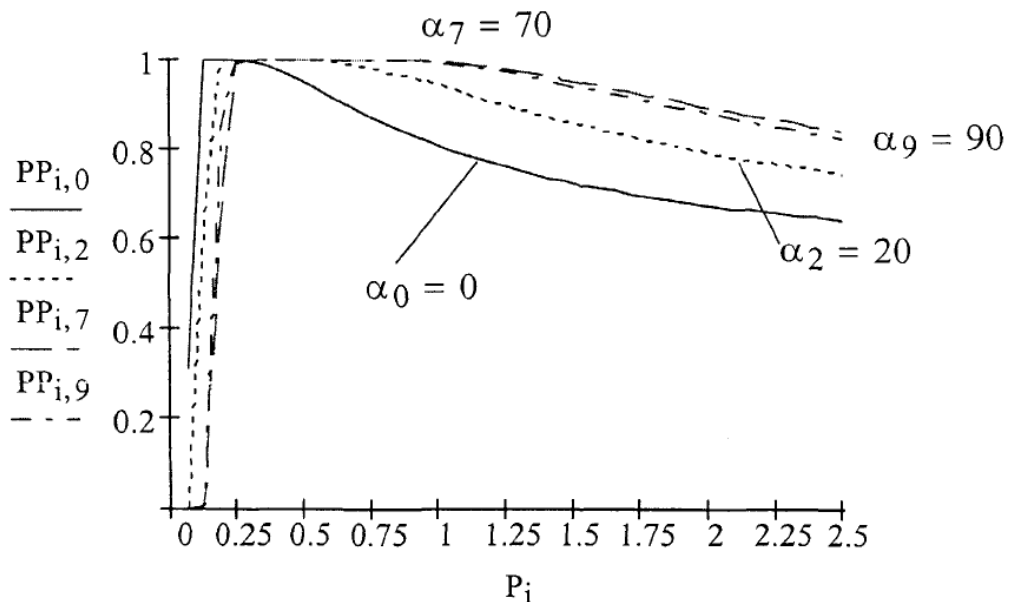


Рисунок 2.14 - Залежність ймовірності подачі тільки одного аркуша від сили притискання ролика при різних значеннях кута нахилу стосу

Із наведених залежностей (рис. 2.14) видно, що при збільшенні кута

нахилу стосу поліпшуються умови відокремлення тільки одного аркуша. Навіть невелике збільшення кута нахилу стосу сприятливо позначається на процесі відокремлення тільки одного аркуша. При цьому оптимальний кут нахилу стосу знаходиться в межах 6° – 30° . Зміна кута нахилу в межах цього діапазону практично не впливає на відокремлення тільки одного аркуша.

За допомогою всіх вищенаведених графіків було наочно продемонстровано вплив різних факторів на основну функцію, що виконується самонакладами, а саме на відокремлення верхнього аркуша без подвійної подачі.

Висновки до розділу 2

В результаті виконаних у 2 розділі досліджень нами було з'ясовано фактори, що діють на відокремлення одного аркушу зі стосу аркушів.

На підставі вищевикладеного нами запропоновано складений список факторів у порядку зменшення ступеня їхнього впливу на працездатність фрикційного самонакладу:

1. Кут нахилу стосу;
2. Зусилля притискання ролика;
3. Дисперсія коефіцієнтів тертя між аркушами (не чинить впливу лише при надмірно малих значеннях);
4. Коефіцієнт тертя між аркушами (впливає на вибір зусилля притискання та на мінімальне значення коефіцієнта тертя ролика);
5. Дисперсія коефіцієнтів тертя між роликом і папером (чинить вплив, якщо коефіцієнт тертя ролика відрізняється від коефіцієнта тертя між аркушами менш ніж на 30%);
6. Мінімальне прискорення аркуша (практично не впливає на ймовірність відокремлення тільки одного аркуша, проте визначає продуктивність самонакладу);

7. Маса аркуша (може впливати лише непрямим чином, наприклад, вона впливає на коефіцієнт тертя та дисперсію коефіцієнтів тертя між аркушами).

3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ФРИКЦІЙНОГО САМОНАКЛАДУ

Сучасні типи приводів поділяються на класичні механічні системи та високоточні електронні (безкарданні) приводи:

Класичний механічний привід використовує загальні механічні вузли (ланцюги, шестерні, кулачкові механізми та карданні вали) для приведення в рух вакуумних головок, роздувів та підйомного столу. Усі рухи жорстко прив'язані до головного валу машини.

Індивідуальний електронний привід (безкарданний): застосовується в сучасному високошвидкісному обладнанні (наприклад, у друкарських машинах Koenig & Bauer або Heidelberg). Кожен вузол (стіл, пневмоголовка, транспортер) оснащений власним серводвигуном із мікропроцесорним керуванням.

Не зважаючи на те, що у сучасних промислових системах застосовуються передові електромеханічні рішення, які забезпечують високу швидкість та точність, нами прийнято рішення проектувати для нашого фрикційного самонакладу механічний привід, що матиме на меті максимально зменшити вартість конструкції усього механізму. Для реалізації зазначеної мети був виконаний аналіз динамічних процесів, що відбуваються в фрикційному самонакладі.

Таким чином, перед нами стоїть завдання спроектувати привід фрикційного самонакладу, до складу якого входить: електродвигун, клинопасова передача; одноступінчастий косозубий циліндричний редуктор; муфта втулочно-пальцева; якщо частота обертання вихідного валу та потужність на вихідному валу. Для розрахунків використовували джерела [1-4, 6, 12, 14-17, 20, 35].

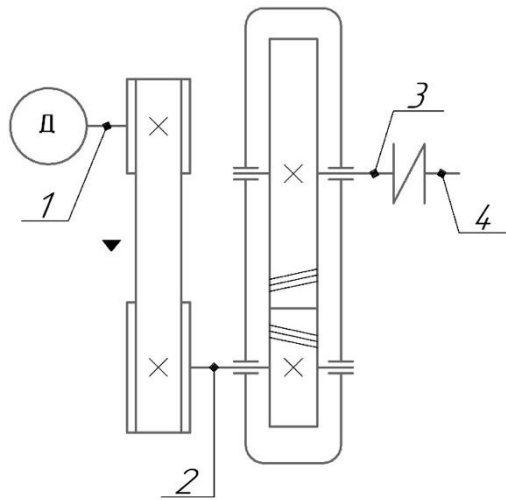
3.1. Вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок приводу

Вихідні дані:

1. Склад приводу - електродвигун, клинопасова передача, косозубий циліндричний редуктор;
2. Частота обертання вихідного валу ;
3. Потужність на вихідному валу .

Розрахунок

1. Складаємо кінематичну схему привода;
- 2.



2. ККД привода:

$$\eta = \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{ндш}}^2 \cdot \eta_{\text{м}} = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,876$$

где $\eta_{\text{кп}} = 0,95$ - ККД клинопасової передачі;

$\eta_{\text{зп}} = 0,96$ - ККД циліндричної зубчастої передачі;

$\eta_{\text{м}} = 0,98$ - ККД муфти;

$\eta_{\text{ндш}} = 0,99$ - ККД пари підшипників кочення.

3. Потребуєма потужність

$$P_{\text{нотр}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta} = \frac{6,0}{0,876} = 6,849 \text{ кВт} .$$

4. Вибір електродвигуна:

По значенню $P_{\text{нотр}}$ вибираємо асинхронний короткозамкнутий електродвигун серії 4А 132М6 $P_{\text{вых}} = 4,5 \text{ кВт}$ (ДСТ 19523-81), у якого синхронна

частота обертання $n_c = 1000 \text{ } \text{хв}^{-1}$, номінальна потужність $N = 7,5 \text{ кВт}$,
коефіцієнт ковзання $\varepsilon = 3,2 \%$.

5. Асинхронна частота обертання електродвигуна:

$$n_{\partial\partial} = n_c \left(1 - \frac{\varepsilon}{100} \right) = 1000 \cdot \left(1 - \frac{3,2}{100} \right) = 968 \text{хв}^{-1}.$$

6. Передавальне число приводу :

$$U_{np} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_{\text{вых}}} = \frac{968}{135} = 7,17.$$

Розподілимо його по передачах

$$U_{np} = u_{pn} \cdot u_{zn}$$

Згідно з ДСТ 2185-66 для циліндричного прямозубого редуктора
обираємо передавальне число зубчатої передачі $u_{zn} = 3,5$. Тоді передавальне
число клинопасової передачі матиме вид

$$u_{кпп} = \frac{U_{np}}{u_{zn}} = \frac{7,17}{3,5} = 2,048$$

7. Кінематичний розрахунок привода:

- частота обертання валів (хв^{-1}):

$$n_1 = n_{\partial\partial} = 968;$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{кпп}} = \frac{968}{2,048} = 472,65;$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{zn}} = \frac{472,65}{3,5} = 135;$$

$$n_4 = 135;$$

- кутова швидкість обертання валів (с^{-1}):

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi}{30} \cdot 968 = 101,317;$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi}{30} \cdot 472,65 = 49,47;$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi}{30} \cdot 135 = 14,13;$$

$$\omega_4 = 14,13;$$

- потужність, що передається валами (кВт):

$$P_1 = P_{mp} = 6,849 ;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{кнм} \cdot \eta_{н\deltaи} = 6,849 \cdot 0.95 \cdot 0.99 = 6,441 ;$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{зн} \cdot \eta_{н\deltaи} = 6,441 \cdot 0.96 \cdot 0.99 = 6,122 ;$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_m = 6,122 \cdot 0.98 = 6,00 ;$$

- крутний момент на валах ($H \cdot м$):

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{6,849 \cdot 10^3}{101.317} = 67,56 ;$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{6,441 \cdot 10^3}{49,47} = 130,20 ;$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{6,122 \cdot 10^3}{14,13} = 433,26 ;$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{6,00 \cdot 10^3}{14,13} = 424,63 ;$$

7. Дані кінематичного розрахунку заносимо в таблицю:

	1	2	3	4
n ($мин^{-1}$)	968,00	472,65	135,00	135,00
ω ($с^{-1}$)	101,317	49,47	14,13	14,13
P ($кВт$)	6,849	6,441	6,122	6,00
T ($Н \cdot м$)	67,56	130,2	433,26	424,63

3.2. Розрахунок клинопасової передачі

Вихідні дані:

1. Потужність на валу ведучого шківa: $P_1 = 6,849 кВт$.
2. Кутова швидкість ведучого шківa: $\omega_1 = 101,317 рад / с$.
3. Передавальне відношення $i = 2,048$.
4. Умови роботи: нормальні.
5. Коливання навантаження: помірні.

Розрахунок:

1. Вибираємо тип паса за потужністю $P_1 = 6,849 кВт$, та швидкістю паса, що передбачається, $V > 10 м / с$, за табл. 4.7. Вибираємо типи пасів B і B .

Випишуємо розміри перерізів пасів за табл. 4.8.

Тип Б: $b_0 = 17 \text{ мм}$; $b_p = 14 \text{ мм}$; $h = 10,5 \text{ мм}$; $S_0 = 138 \text{ мм}$; $l_p = 800 \dots 6300 \text{ мм}$.

Тип В: $b_0 = 22 \text{ мм}$; $b_p = 19 \text{ мм}$; $h = 13,5 \text{ мм}$; $S_0 = 230 \text{ мм}$; $l_p = 1800 \dots 10600 \text{ мм}$.

Розрахунок ведемо паралельно для пасів типа Б і В.

2. Визначаємо діаметри малих (ведучих) шківів d_1 , мм, користуючись табл. 4.9 [15] (орієнтуємося на середні значення з ряду). Приймаємо $d_{1Б} = 160 \text{ мм}$; $d_{1В} = 224 \text{ мм}$.

3. Визначаємо швидкості пасів, м/с, за формулою (4.3):

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2} \leq [V]$$

Для пасів типу Б і В $[V] = 25 \text{ м / с}$.

$$V_B = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{101,317 \cdot 0,160}{2} = 8,105 \frac{\text{м}}{\text{с}} < \frac{25 \text{м}}{\text{с}},$$

$$V_B = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{101,317 \cdot 0,224}{2} = 11,347 \frac{\text{м}}{\text{с}} < \frac{25 \text{м}}{\text{с}}.$$

4. Визначаємо діаметри більших (ведених) шківів, мм, з урахуванням проковзування паса за формулою (4.4):

$$d_2 = d_1 \cdot u_{крп} \cdot (1 - \xi).$$

Приймаємо для кордшнурових пасів $\xi = 0,01$.

Тоді

$$d_{2Б} = d_1 \cdot u_{крп} \cdot (1 - \xi) = 160 \cdot 2,048 \cdot (1 - 0,01) = 324,40 \text{ мм},$$

$$d_{2В} = d_1 \cdot u_{крп} \cdot (1 - \xi) = 224 \cdot 2,048 \cdot (1 - 0,01) = 454,16 \text{ мм}.$$

Приймаємо за табл. 4.10 [16] (ДСТ 20898-75): $d_{2Б} = 315 \text{ мм}$; $d_{2В} = 450 \text{ мм}$

5. Уточнюємо передаточне відношення за формулою (4.5) [15]:

$$u'_{крп} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)};$$

$$u'_B = \frac{315}{160 \cdot (1 - 0,01)} = 1,989; \quad u'_B = \frac{450}{224 \cdot (1 - 0,01)} = 2,029.$$

та його відхилення від раніше прийнятого значення за формулою:

$$\Delta_{i1} = \frac{|i'_1 - i_1|}{i_1} 100\% \leq 5\%$$

$$\Delta_{i1B} = \frac{[1,989-2,048]}{2,048} 100\% = 2,88\% \leq 5\%, \text{ що допустимо,}$$

$$\Delta_{i1B} = \frac{[2,029-2,048]}{2,048} 100\% = 0,928\% \leq 5\%, \text{ що допустимо,}$$

6. Визначаємо довжину паса за формулою, мм,

$$a = cd_2$$

де c - числовий коефіцієнт; приймаємо при передаточному відношенні $i = 2$ $c=1,2$. Тоді: $a_B = 1,2 \cdot 315 = 378\text{мм}$; $a_B = 1,2 \cdot 450 = 540\text{мм}$

$$l = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a};$$

$$l_B = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 378 + \frac{\pi}{2}(315 + 160) + \frac{(315 - 160)^2}{4 \cdot 378} = 1517,6\text{мм};$$

$$l_B = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 540 + \frac{\pi}{2}(450 + 224) + \frac{(450 - 224)^2}{4 \cdot 540} = 1632,7\text{мм}.$$

Приймаємо за табл. 4.8 (ДСТ 1284.1-89): $l_B = 1600\text{ мм}$, $l_B = 1600\text{ мм}$.

7. Визначаємо довговічність паса за числом пробігів, $c-1$:

$$U = \frac{v}{l} \leq [U] = 10\text{м/с}^{-1}.$$

$$U_B = \frac{8,105}{1,6} = 5,065\text{с}^{-1} \leq [n_n] = 10\text{с}^{-1}, \quad U_B = \frac{11,347}{1,6} = 7,092\text{с}^{-1} \leq [n_n] = 10\text{с}^{-1},$$

8. Уточнюємо міжосьову відстань за формулою:

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left(2 \cdot l - \pi \cdot (d_1 + d_2) + \sqrt{(2 \cdot l - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right)$$

$$a_B = \frac{1}{8} \cdot \left(2 \cdot 1600 - \pi \cdot (160 + 315) + \sqrt{(2 \cdot 1600 - \pi(160 + 315))^2 - 8 \cdot (315 - 160)^2} \right) = 569,2\text{мм},$$

$$a_B = \frac{1}{8} \cdot \left(2 \cdot 1600 - \pi \cdot (224 + 355) + \sqrt{(2 \cdot 1600 - \pi(224 + 355))^2 - 8 \cdot (455 - 224)^2} \right) = 567,3\text{мм}.$$

Приймаємо остаточно паси типа B , оскільки габаритні розміри їх менше, ніж у пасів типа B , а довговічність однакова.

9. Визначаємо кут обхвату пасом малого шків за формулою:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{450 - 224}{540} = 154,9^\circ \geq [\alpha_1] = 120^\circ$$

10. Визначаємо за табл. 4.9 [15] допустиму зведену питому колову силу (корисне навантаження) $[k_0]$, знаючи тип паса, число пробігів, діаметр d_1 (задаючи σ_0 , МПа).

При числі пробігів $u_B = 1,767$, діаметрі малого шків

$d_1 = 224 \text{ мм}$ і $\sigma_0 = 1,18 \text{ МПа}$ маємо $k_0 = 1,64 \text{ МПа}$.

11. Визначаємо допустиму питому колову силу для заданих умов роботи, МГа, за формулою (4.11) [15]:

$$[k_n] = C_\alpha C_V C_p C_\theta$$

де C_α - коефіцієнт кута обхвату (табл. 4.4) [15]; для клинового паса при $\alpha = 160^\circ$

$$C_\alpha = 1.$$

C_V - швидкісний коефіцієнт;

$$C_V = 1,04 - 0,0004V^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 11,347^2 = 0,988; \quad \text{де } V -$$

швидкість паса, м/с;

C_p - коефіцієнт навантаження і режиму роботи (табл. 4.5); при роботі з помірними коливаннями $C_p = 0,9$.

C_θ - коефіцієнт, що враховує вид передачі та її розташування (табл. 4.6). Для клинопасових передач $C_\theta = 1,0$.

$$[k_n] = 1 \cdot 0,988 \cdot 0,9 \cdot 1,0 = 0,8892.$$

12. Визначаємо колову силу, Н, за формулою (4.12) [15]:

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{6,849 \cdot 10^3}{11,347} = 603,6 \text{ Н}$$

13. Визначаємо площу перерізу пасів, мм², за формулою (4.21) [15]:

$$S = \frac{F_t}{[k_n]} = \frac{603,6}{0,8892} = 678,8 \text{ мм}^2.$$

14. Визначаємо число пасів ($z \leq 8$) за формулою (4.22) [15]:

$$z = \frac{S}{S_0} = \frac{678,8}{230} = 3 \leq [z] = 8$$

що допустимо.

де S_0 - площа перерізу одного паса, мм².

15. Визначаємо силу попереднього натягу пасів, Н, за формулою (4.23) [15]:

$$F_0 = z S_0 \sigma_0 = 3 \cdot 230 \cdot 1,18 = 814,2 \text{ Н}$$

де $\sigma_0 = 1,18 \text{ МПа}$ - напруження попереднього натягу, МПа.

16. Визначаємо силу, що діє на вали, H , за формулою (4.16):

$$Q = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 814,2 \cdot \sin\left(\frac{160,8^\circ}{2}\right) = 814,2H$$

17. Визначаємо ширину обода шківа, мм, за формулою (4.24) [15]:

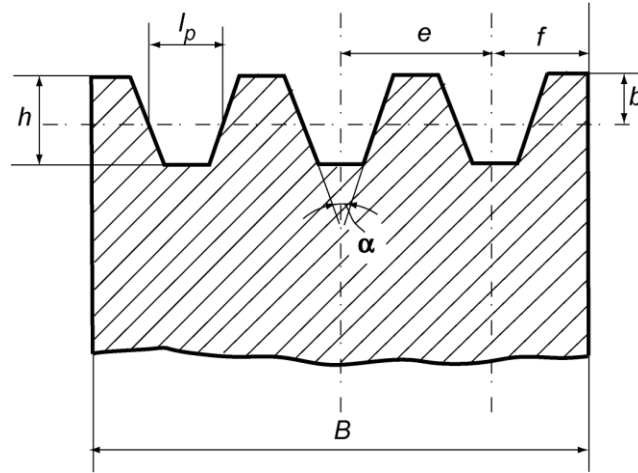


Рисунок 3.1 - Розміри шківів клинопасових передач за ДСТ 20898-75

$$B = (z' - 1)e + 2f = (z' - 1)e + 2f = (3 - 1)25,5 + 2 \cdot 17 = 85\text{мм.}$$

де z' - число канавок (пасів); за табл. 4.10 для паса типа B :

$$e = 25,5\text{мм}; f = 17\text{мм.}$$

3.3. Розрахунок циліндричного зубчастого редуктора з косозубими колесами

Вихідні дані:

1. Потужність на валу шестірні $P_1 = 6,441 \text{ кВт}$.
2. Кутова швидкість ведучого валу (шестірні) $\omega_1 = 76,4 \text{ рад / с}$.
3. Кутова швидкість веденого шківа: $\omega_2 = 14,43 \text{ рад / с}$.
4. Передаточне відношення редуктора $i = 3,5$.
5. Крутний момент на валу шестірні $T_1 = 130,2 \text{ Нм}$.
6. Крутний момент на валу колеса $T_2 = 433,26 \text{ Нм}$.
7. Умови роботи передач: навантаження нереверсивне.
8. Термін служби передач $t = 12000 \text{ год. (за завданням)}$.

Розрахунок:

1. Вибираємо матеріали шестірні та колеса та режиму термообробки за табл. 5.1, виходячи з вимог компактності та невеликої вартості редуктора, з урахуванням того, що з метою кращого припрацювання коліс, твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля (HB). Випишуємо усі механічні характеристики матеріалів.

Для шестірні: сталь 45 (поліпшення); заготовка – поковка;

$\sigma_B = 640 \text{ МПа}$; $\sigma_m = 370 \text{ МПа}$; HB 179...228 . Приймаємо HB_1 235.

Для колеса: сталь 35Л (нормалізація); заготовка – сталеве-литво;

$\sigma_B = 550 \text{ МПа}$; $\sigma_m = 270 \text{ МПа}$; HB 163...207. Приймаємо HB_2 190.

2. Визначаємо число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою (5.1) [16]:

$$N_{\Sigma} = 572.4 \omega_2 t = 572.4 \cdot 14,43 \cdot 12000 = 99,117 \cdot 10^8.$$

3. Приймаємо базове число циклів напружень N_{H0} при розрахунках на контактну міцність за табл. 5.3 [16]. $N_{H0} = 16.5 \cdot 10^6$ (при твердості матеріалів до HB 250). Базове число циклів N_{F0} при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

4. Визначаємо коефіцієнти довговічності KH_L і KF_L . При $N_{\Sigma} > 16.5 \cdot 10^6$ приймаємо $KH_L = 1$; при $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$ приймаємо $KF_L = 1$.

5. Визначаємо значення границь витривалості для зубців шестірні σ_{H01} , σ_{F01} та колеса σ_{H02} , σ_{F02} за табл. 5.4 і 5.5 [16].

Для нормалізованих і поліпшених сталей:

$$\sigma_{H0(1.2)} = 2HB_{(1.2)} + 70;$$

$$\sigma_{H01} = 2 \cdot 235 + 70 = 540 \text{ МПа}; \quad \sigma_{H02} = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F0(1.2)} = 1.8HB_{1.2};$$

$$\sigma_{F02} = 1.8 \cdot 235 = 423 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F0(1.2)} = 1.8 \cdot 190 = 342 \text{ МПа}.$$

6. Визначаємо допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

6.1. Для косозубих передач розрахункове значення контактного напруження, МПа:

- контактне $[\sigma]_{H1.2}$ для матеріалів шестірні та колеса, МПа, за формулою:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H01}}{S_H} K_{HL} = \frac{540}{1.1} 1 = 490,9 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H02}}{S_H} K_{HL} = \frac{450}{1.1} 1 = 409 \text{ МПа},$$

де $S_H = 1,1$ - коефіцієнт безпеки для нормалізованих і поліпшених коліс.

Для косозубих передач розрахункове значення контактного напруження, МПа:

$$[\sigma] = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(490,9 + 409) = 404 \text{ МПа}.$$

Умова $[\sigma]_H = 1.23[\sigma]_{Hmin}$ виконана $404 < 1,23 \cdot 409 = 503$ МПа.

6.2. згинальні $[\sigma]_{F1,2}$ для матеріалів шестірні та колеса, МПа, за формулою (5.7):

$$[\sigma]_{F1,2} = \frac{\sigma_{F0(1,2)}}{S_F} K_{FL},$$

де S_F - коефіцієнт безпеки; приймаємо $S_F = 1.8$, тоді:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F01}}{S_F} K_{FL} = \frac{396}{1.8} 1 = 220 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F02}}{S_F} K_{FL} = \frac{360}{1.8} 1 = 200 \text{ МПа}.$$

7. Задаємося розрахунковими коефіцієнтами:

7.1. коефіцієнт ширини вінця ψ_{bd} (по ділільному діаметру) – за табл. 5.6, ураховуючи симетричне розташування шестірні відносно опор і твердість зубців $\leq HB 350$, приймаємо $\psi_{bd} = 0.8$.

7.2. коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність $K_{H\beta}$ і згинальну міцність $K_{F\beta}$ за табл. 5.7 і 5.8, враховуючи симетричне розташування шестірні відносно опор, твердість $\leq HB 350$, вибране значення $\psi_{bd} = 0.8$:

$$K_{H\beta} = 1.04 \text{ і } K_{F\beta} = 1.07.$$

8. Визначаємо міжосьову відстань, мм, за формулою (5.10):

$$\begin{aligned} a_w &= K \cdot (u_{zn} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u_{zn} \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}} = \\ &= 430 \cdot (3.5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{433,26 \cdot 1.05}{3.5 \cdot 0.4 \cdot 404^2}} = 241.8 \text{ мм} \end{aligned}$$

де $Ka = 430$ - для косозубих коліс; $U = i = 3,5$ - передаточне число редуктора; ψ_{ba} - коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані:

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{U+1} = \frac{2 \cdot 0,8}{3,5+1} = 0,35 \rightarrow 0,314 \text{ (табл. 5.10).}$$

Отримане значення закруглюємо до найближчого стандартного значення за табл. 5.11 (ДСТ 2185-66). Приймаємо $a_w 250 \text{ мм}$ (1-й ряд).

9. Визначаємо орієнтовно модуль зачеплення, мм, за формулою (5.11):

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 250 = 2,5 \dots 5 \text{ мм}$$

Приймаємо за ДСТ 9563-60 (табл. 5.12) $m = 3 \text{ мм}$.

10. Розраховуємо число зубців.

10.1. Сумарне число зубців за формулою (5.13):

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m_n} \cos \beta,$$

де β - кут нахилу зубців, град. Приймаємо орієнтовано $\beta = 10^\circ$, тоді:

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m_n} \cos \beta = \frac{2 \cdot 250}{3} 0,9848 = 164.$$

Уточнюємо β :

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_\Sigma m_n}{2a_w}\right) = \arccos\left(\frac{164 \cdot 3}{2 \cdot 250}\right) = 10^\circ.$$

10.2. Число зубців шестірні за формулою (5.14):

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{U+1} = \frac{164}{3,5+1} = 36.$$

Закруглюємо до цілого числа $z_1 > 36$ $z_{\min} = 17$.

10.3. Число зубців колеса за формулою (5.15):

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 164 - 36 = 128.$$

11. Уточнюємо передаточне число редуктора та його відхилення від раніше прийнятого стандартного значення за формулами (5.16) і (5.17):

$$u_{zn} / = \frac{z_2}{z_1} = \frac{128}{36} = 3,55.$$

$$\Delta_U = \frac{|U' - U|}{U} \cdot 100\% = \frac{3,55 - 3,5}{3,5} \cdot 100\% = 1,42\%$$

що допустимо.

12. Визначаємо геометричні параметри шестірні та колеса.

12.1. Діаметри ділильних кіл, мм, за формулою (5.19):

– шестірні: $d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{36 \cdot 3}{0.9848} = 109.9 \text{ мм},$

– колеса: $d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{128 \cdot 3}{0.9848} = 390.1 \text{ мм} .$

12.2. Діаметри кіл вершин, мм, за формулою (5.20):

– шестірні: $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 109.9 + 2 \cdot 3.0 = 115.9 \text{ мм} .$

– колеса: $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 390.1 + 2 \cdot 3.0 = 396.1 \text{ мм}$

12.3. Діаметри кіл западин, мм, за формулою (5.21):

– шестірні: $d_{f1} = d_1 - 2.5 \cdot m_n = 109.9 - 2.5 \cdot 3.0 = 102.4 \text{ мм}$

– колеса: $d_{f2} = d_2 - 2.5 \cdot m_n = 390.1 - 2.5 \cdot 3.0 = 382.6 \text{ мм}$

12.4. Уточнена міжосьова відстань, мм, за формулою (5.22):

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{109.9 + 390.1}{2} = 250.00 \text{ мм}$$

12.5. Ширина вінця колеса b_2 і шестірні b_1 , мм, за формулами (5.23) і (5.24):

$$b_2 = \psi_{ba} a_{aw} = 0.314 \cdot 250 = 78.5 \text{ мм}.$$

За рядом $Ra20$ (табл. 5.13) приймаємо $b_2 = 80 \text{ мм}$.

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5). \quad b_1 = 80 + (2 \dots 5) = 82 \dots 85 \text{ мм}.$$

За рядом $Ra40$ (табл. 5.13) приймаємо $b_1 = 85 \text{ мм} .$

13. Визначаємо колову швидкість, м/с, за формулою (5.25)

та призначаємо степінь точності коліс за табл. 5.14:

$$v = \frac{\omega \cdot d_1}{2} = \frac{76.4 \cdot 109.9}{2 \cdot 1000} = 4.9 \text{ м / с} .$$

Степінь точності косозубих коліс 9-а.

14. Приймаємо коефіцієнти динамічного навантаження K_{HV} , $K_{H\alpha}$, K_{FV} , $K_{F\beta}$.

$K_{HV} = 1$ - при будь-якій твердості зубців і $V \leq 10 \text{ м / с}$;

$K_{H\alpha} = 1.02$;

$K_{FV} = 1.2$ - при твердості $\leq HB350$;

$K_{F\beta} = 1.07$ (див. табл. 5.8).

15. Визначаємо колову силу, Н, за формулою (5.26):

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 130.2}{0.1099} = 2369 \text{ Н.}$$

16. Визначаємо розрахункове контактне напруження, МПа, та порівнюємо його з допустимим для матеріалу колеса за формулою (5.28) [16]:

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \frac{U+1}{U} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}} = 376 \sqrt{\frac{2369}{80 \cdot 109.9} \frac{(3.5+1)1.02 \cdot 1.04 \cdot 1}{3.5}} = 221.15 = \text{МПа} < [\sigma_{H2}] = 427,7 \text{ МПа.}$$

17. Перевіряємо міцність зубців на згин.

17.1. Визначаємо коефіцієнти форми зубця Y_{F1} і Y_{F2} за табл. 5.15 (інтерполуванням).

Для косозубих коліс Y_{F1} і Y_{F2} знаходимо за еквівалентним числом зубців z_{v1} і z_{v2} за формулою (5.29):

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{36}{0.9848^3} = 37.8 \approx 38 ;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{128}{0.9848^3} = 134.01 \approx 134.$$

Тоді $Y_{F1} = 3.72$, $Y_{F2} = 3.60$.

17.2. Порівнюємо значення $|\sigma|_{F1}/Y_{F1}$ і $|\sigma|_{F2}/Y_{F2}$.

$$|\sigma|_{F1}/Y_{F1} = 220/3.72 = 95.46 \text{ і } |\sigma|_{F2}/Y_{F2} = 200/3.60 = 55.5$$

$$95.46 > 55.5.$$

Далі розрахунок ведемо по колесу, оскільки воно менш міцне на згин.

17.3. Визначаємо розрахункове напруження згину, МПа, та порівнюємо його з допустимим для матеріалу колеса за формулою (5.31):

$$\sigma_{F2} = 0,9 Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = 0.9 \cdot 3.72 \frac{2369}{80 \cdot 3} 1.07 \cdot 1.2 = 42.4 \text{ МПа} < |\sigma|_{F2} = 180 \text{ МПа}$$

18. Визначаємо сили в зачепленні, Н:

18.1. Колова сила $F_t = 2369 \text{ Н}$ (див. п.15).

18.2. Радіальна сила F_r за формулою (5.32):

$$F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ = 2369 \cdot 0,364 = 862,3 \text{ Н.}$$

18.3. Осьова сила за формулою (5.33):

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta^\circ = 2369 \operatorname{tg} 10^\circ = 417,7 \text{ Н.}$$

3.4. Попередній розрахунок валів

По заниженим допустимим дотичним напруженням визначаємо діаметр вихідного кінця валу, з умови міцності на кручення

$$d_\epsilon = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_{cp}]}}$$

де d_ϵ – діаметр вихідного кінця валу;

T – крутний момент, що передається валом;

$[\tau_{cp}] = 20 \text{ МПа}$ – занижені допустимі дотичні напруження.

Інші розміри валу визначаються конструктивно.

Швидкохідний вал:

крутний момент на валу $T_2 = 130,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

діаметр вихідного кінця валу:

$$d_{\epsilon 2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau_{cp}]}} = \sqrt[3]{\frac{130,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 31,9 \text{ мм},$$

згідно ДСТ 12080-79 приймаємо $d_2 = 32 \text{ мм}$, довжина вихідного кінця валу

$l_{2\epsilon} = 80 \text{ мм}$ (довгий, виконання 1);

діаметр ділянки валу під ущільнення:

$$d_{2\text{ушл}} = d_{2\epsilon} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 32 + 3 = 35 \text{ мм},$$

згідно ДСТ 8752-99 в якості ущільнення вибираємо манжету резинову армовану з параметрами: $d = 35 \text{ мм}$, $D = 55 \text{ мм}$, $h = 10 \text{ мм}$;

діаметр ділянки валу під підшипниками:

$$d_{2\text{пдш}} = d_{2\text{ушл}} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 35 + 5 = 40 \text{ мм}.$$

Згідно ДСТ 831-75 в якості опори на яку діє осьова сила в зачепленні вибираємо кульковий однорядний радіально-упорний підшипник легкої серії №46208 з параметрами: $d = 40\text{мм}$, $D = 80\text{мм}$, $B = 18\text{мм}$, $C = 30600\text{Н}$.

Згідно ДСТ 831-75 в якості опори на яку не діє осьова сила вибираємо кульковий однорядний радіальний підшипник легкої серії №208 з параметрами: $d = 40\text{мм}$, $D = 80\text{мм}$, $B = 18\text{мм}$, $C = 25600\text{Н}$.

Тихохідний вал:

крутний момент на валу $T_3 = 433,26\text{Н} \cdot \text{м}$;

діаметр вихідного кінця валу:

$$d_{\text{вз}} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0.2 \cdot [\tau_{\text{сп}}]}} = \sqrt[3]{\frac{433,26 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 20}} = 47,7\text{мм},$$

згідно ДСТ 12080-79 приймаємо $d_2 = 50\text{мм}$, довжина вихідного кінця валу $l_{2\text{в}} = 110\text{мм}$ (довгий, виконання 1);

діаметр ділянки валу під ущільнення:

$$d_{3\text{упл}} = d_{3\text{в}} + (3...5)\text{мм} = 50 + 5 = 55\text{мм},$$

згідно ДСТ 8752-99 в качестве уплотнения выбираем манжету резиновую армированную з параметрами: $d = 55\text{мм}$, $D = 80\text{мм}$, $h = 12\text{мм}$.

діаметр ділянки валу під підшипниками:

$$d_{3\text{пдш}} = d_{3\text{упл}} + (3...5)\text{мм} = 55 + 5 = 60\text{мм};$$

Згідно ДСТ 831-75 в якості опори вибираємо кульковий однорядний радіально-упорний підшипник легкої серії №46212 з параметрами: $d = 60\text{мм}$, $D = 110\text{мм}$, $B = 22\text{мм}$, $C = 48200\text{Н}$.

Згідно ДСТ 831-75 в якості опори на яку не діє осьова сила вибираємо кульковий однорядний радіальний підшипник легкої серії №212 з параметрами: $d = 60\text{мм}$, $D = 110\text{мм}$, $B = 22\text{мм}$, $C = 41100\text{Н}$.

діаметр ділянки вала під зубчастим колесом:

$$d_{3\text{кол}} = d_{3\text{пдш}} + (3...5)\text{мм} = 60 + 5 = 65\text{мм}.$$

3.5. Уточнений розрахунок швидкохідного валу

Вихідні дані:

$T_1 = 130,2 \text{ Нм}$ - крутний момент на валу;

$F_t = 2369 \text{ Н}$ - колова сила в зачепленні;

$F_R = 862,3 \text{ Н}$ - радіальна сила в зачепленні;

$F_A = 417,7 \text{ Н}$ - осьова сила в зачепленні;

$Q = 814,2 \text{ Н}$ - зусилля на вал з сторін пасової передачі;

$d_1 = 109,9 \text{ мм}$ - дільний діаметр шестерні.

Розрахунок:

1. Будуємо розрахункову схему навантаження валу (рис. 3.2, а).
2. Будуємо розрахункову схему навантаження валу в вертикальній площині - YOZ (рис. 3.2, б).
3. Реакції опор в площині - YOZ:

$$R_A^Y = R_B^Y = F_t / 2 = 2369 / 2 = 1184,5 \text{ Н}$$

так як навантаження прикладено на середині ділянки вала між опорами.

4. Згинальні моменти в площині YOZ та їх епюри (рис. 3.2, в):

$$M_A = 0;$$

$$M_C = R_A^Y \cdot l \cdot 10^{-3} = 1184,5 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 71,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_B = 0;$$

$$M_D = 0.$$

5. Будуємо розрахункову схему навантаження вала в горизонтальній площині - XOZ (рис. 3.2, г).
6. Реакції опор в площині - XOZ:

$$\sum M_A = F_R \cdot l + R_B^X \cdot 2 \cdot l + Q \cdot (2 \cdot l + l_1) + F_A \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_B^X = \frac{1}{2 \cdot l} \left(-F_R \cdot l - Q \cdot (2 \cdot l + l_1) - F_A \cdot \frac{d_1}{2} \right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 60} \left(-862.3 \cdot 60 - 814.2 \cdot (2 \cdot 60 + 90) - 417.7 \cdot \frac{109.9}{2} \right) = -2041.5H ;$$

$$\sum M_B = -F_R \cdot l - R_A^X \cdot 2 \cdot l + Q \cdot l_1 + F_A \cdot \frac{d_1}{2} = 0 ;$$

$$R_A^X = \frac{1}{2 \cdot l} \left(-F_R \cdot l + Q \cdot l_1 + F_A \cdot \frac{d_1}{2} \right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 60} \left(-852.3 \cdot 60 + 814.2 \cdot 90 + 417.7 \cdot \frac{109.9}{2} \right) = 375H ;$$

$$\sum X = R_A^X + F_R + R_B^X + Q = 375 + 852.3 - 2041.5 + 814.2 = 0 .$$

7. Згинальні моменти в площині YOZ та їх епюри (рис. 3.2, д):

$$M_A = 0 ;$$

$$M_{C_{ли}} = R_A^X \cdot l \cdot 10^{-3} = 375 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 22.5H \cdot m ;$$

$$M_{C_{пра}} = M_{C_{ле}} - F_A \cdot \frac{d_1}{2} \cdot 10^{-3} = 22.5 - 417.7 \cdot \frac{109.9}{2} \cdot 10^{-3} = -3.4H \cdot m$$

$$M_B = Q \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 814.2 \cdot 90 \cdot 10^{-3} = 73.3H \cdot m ;$$

$$M_D = 0 .$$

8. Сумарні реакції опор:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{375^2 + 1184.5^2} = 1242H ;$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{2041.5^2 + 1184.5^2} = 2360H .$$

9. Сумарні згинальні моменти та їх епюри (рис. 3.2, е)

$$\underline{M_{\Sigma i} = \sqrt{M_{Xi}^2 + M_{Yi}^2} ;}$$

$$M_{A\Sigma} = 0 ;$$

$$M_{C_{ли}} = \sqrt{71.1^2 + 22.5^2} = 74.6H \cdot m ;$$

$$M_{C_{пра}} = \sqrt{71.1^2 + 3.4^2} = 71.2H \cdot m$$

$$M_{B\Sigma} = 73.3H \cdot m ;$$

$$M_{D\Sigma} = 0.$$

10. Будуємо епюру крутних моментів T (рис. 3.2, ж), що передаються валом.

11. Максимальний сумарний згинальний момент

$$M_{\Sigma MAX} = M_{B\Sigma} = 74,6 H \cdot m,$$

тож в т. В знаходиться небезпечний переріз вала.

12. Еквівалентний момент в небезпечному перерізі вала

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_{\Sigma MAX}^2 + T^2} = \sqrt{74,6^2 + 130,2^2} = 148,5 H \cdot m.$$

13. Діаметр вала в небезпечному перерізі

$$d_{on.c} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{екв}}}{0,1 \cdot [\sigma_u]}} = \sqrt[3]{\frac{148,5 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 31 \text{ мм},$$

де $[\sigma_u] = 50 \text{ МПа}$ – допустиме напруження згину

$$d_1 = 109,9 \text{ мм} > d_{on.c} = 31 \text{ мм},$$

умови міцності вала в небезпечному перерізі виконуються.

3.6. Уточнений розрахунок тихохідного валу

Вихідні дані: розрахункову схему навантаження валу

$T_2 = 433,26 \text{ Нм}$ - крутний момент на валу;

$F_t = 2369 \text{ Н}$ - окружна сила в зачепленні;

$F_R = 862,3$ - радіальна сила в зачепленні;

$F_A = 417,7 \text{ Н}$ - осьова сила в зачепленні;

$d_2 = 390,1 \text{ мм}$ - дільний діаметр зубчастого колеса.

Вихідні дані:

1. Будуємо розрахункову схему навантаження валу (рис. 3.3,а).
2. Будуємо розрахункову схему навантаження валу в вертикальній площині - YOZ (рис. 3.3, б).
3. Реакції опор в площині - YOZ:

$$R_A^Y = R_B^Y = -F_t / 2 = -2369 / 2 = -1184,5H ,$$

оскільки навантаження прикладено на середині ділянки вала між опорами.

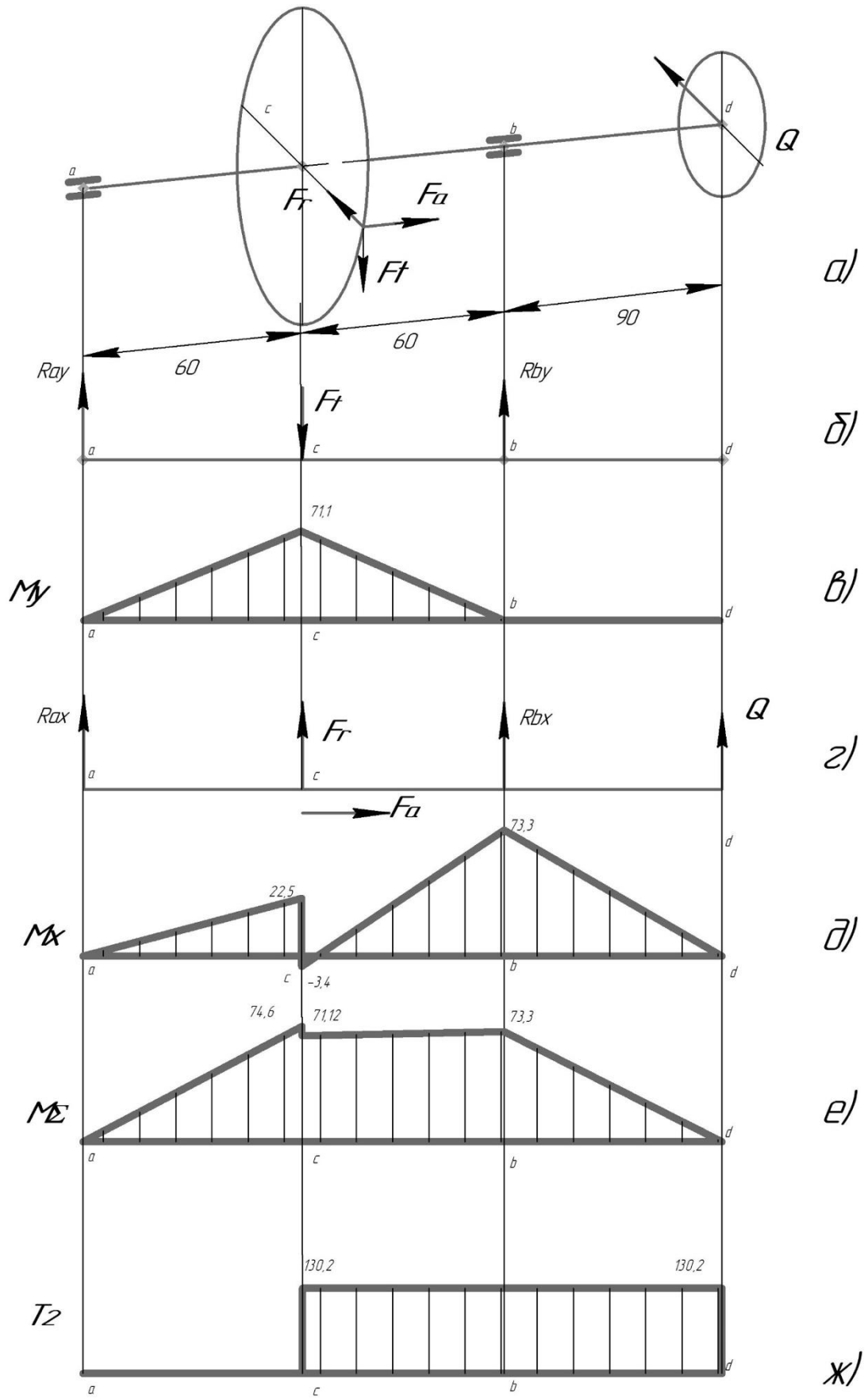


Рисунок 3.2 - Розрахункова схема навантаження валу

4. Згинальні моменти в площині YOZ та їх епюри (рис.3.3, в):

$$M_A = 0;$$

$$M_C = R_A^y \cdot l \cdot 10^{-3} = -1184,5 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = -71,1 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_B = 0;$$

$$M_D = 0.$$

5. Будуємо розрахункову схему навантаження вала в горизонтальній площині - XOZ (рис. 3.3, г).

6. Реакції опор в площині - XOZ:

$$\sum M_A = -F_R \cdot l + R_B^x \cdot 2 \cdot l + F_A \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_B^x = \frac{1}{2 \cdot l} \left(F_R \cdot l - F_A \cdot \frac{d_2}{2} \right) = \frac{1}{2 \cdot 60} \left(862,3 \cdot 60 - 417,7 \cdot \frac{390,1}{2} \right) = 247,7 \text{ H};$$

$$\sum M_B = +F_R \cdot l - R_A^x \cdot 2 \cdot l + F_A \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_A^x = \frac{1}{2 \cdot l} \left(F_R \cdot l + F_A \cdot \frac{d_2}{2} \right) = \frac{1}{2 \cdot 60} \left(862,3 \cdot 60 + 417,7 \cdot \frac{390,1}{2} \right) = 1110 \text{ H};$$

$$\sum X = R_A^x - F_R + R_B^x = 1110 - 862,3 + 247,7 = 0.$$

7. Згинальні моменти в площині YOZ та їх епюри (рис. 3.3, д):

$$M_A = 0;$$

$$M_{\text{Сле}} = R_A^x \cdot l \cdot 10^{-3} = 1110 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 66,6 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{Спра}} = R_B^x \cdot l \cdot 10^{-3} = 247,7 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 14,9 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_B = 0;$$

$$M_D = 0.$$

8. Сумарні реакції опор:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{1110^2 + 1501,5^2} = 1867 \text{ H};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{247,7^2 + 1501,5^2} = 1522 \text{ H}.$$

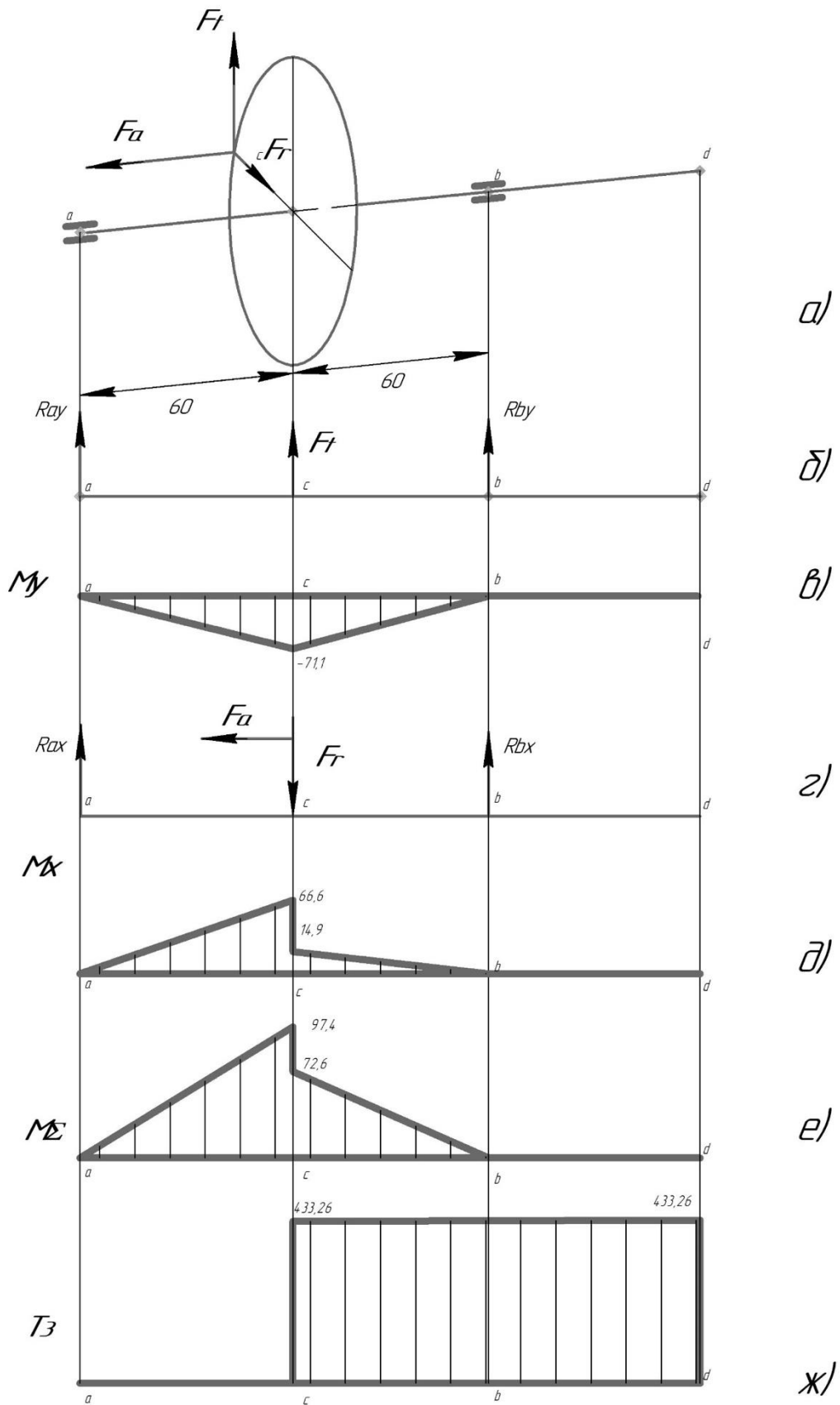


Рисунок 3.3 - Уточнений розрахунок тихохідного валу (епюри моментів)

9. Сумарні згинальні моменти та їх епюри (рис. 3.3, е)

$$\underline{M_{\Sigma i} = \sqrt{M_{Xi}^2 + M_{Yi}^2};}$$

$$M_{A\Sigma} = 0;$$

$$M_{C\Sigma_{лев}} = \sqrt{66,6^2 + 71,1^2} = 97,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{C\Sigma_{прав}} = \sqrt{14,9^2 + 71,1^2} = 72,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{B\Sigma} = 0;$$

$$M_{D\Sigma} = 0.$$

10. Будуємо епюру крутних моментів T (рис. 3.3, ж), що передаються валом.

11. Максимальний сумарний згинальний момент

$$M_{\Sigma MAX} = M_{C\Sigma} = 97,4 \text{ Нм},$$

тож в т. С знаходиться небезпечний переріз вала.

12. Еквівалентний момент в небезпечному перерізі вала

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\Sigma MAX}^2 + T^2} = \sqrt{97,5^2 + 418,01^2} = 429,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

13. Діаметр вала в небезпечному перерізі

$$d_{\text{оп.с}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1 \cdot [\sigma_u]}} = \sqrt[3]{\frac{429,3 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 44,3 \text{ мм},$$

де $[\sigma_u] = 50 \text{ МПа}$ – допустиме напруження згину

$$d_{\text{зкол}} = 60 \text{ мм} > d_{\text{оп.с}} = 44,3 \text{ мм},$$

умови міцності вала в небезпечному перерізі виконуються.

3.7. Розрахунок кулькових радіальних та кулькових радіально-упорних однорядних підшипників

Швидкохідний вал:

Опора А

Типорозмір підшипника № 208.

Радіальне навантаження в опорі:

$$R_A = 1242 H .$$

1. Еквівалентне динамічне навантаження в опорі:

$$P_{\text{екв}A} = R_A \cdot K_B \cdot K_T = 1242 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1304 H .$$

2. Довговічність підшипника в млн. обертів:

$$L = \left(\frac{C}{R_{\text{екв}A}} \right)^3 = \left(\frac{25,6}{1,242} \right)^3 = 8759 \text{ млн.об} .$$

3. Довговічність в годинах:

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 8759}{60 \cdot 472,65} = 308898 \text{ час} ,$$

що більше строку служби редуктора.

Опора В

Типорозмір підшипника № 46208.

Радіальне навантаження в опорі:

$$R_B = 2360 H .$$

Осьова сила в зачепленні - $F_A = 417,7 H$.

1.Осьове навантаження підшипника:

$$P_{a2} = S_1 + F_{A1} = 0 + 417,7 = 417,7 H .$$

2. Визначим співвідношення

$$\frac{P_{a2}}{V \cdot P_{R2}} = \frac{417,7}{1 \cdot 2360} = 0,17 < e = 0,29 .$$

3. Еквівалентне динамічне навантаження в опорі:

$$R_{\text{екв}B} = (X \cdot V \cdot P_{r2} + Y \cdot P_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 2360 + 0 \cdot 417,7) \cdot 1 \cdot 1,05 = 2478 H ;$$

де: $X = 1$, $Y = 0$ для № 46208;

$\nu = 1$ - так як обертається внутрішнє кільце;

K_B – коефіцієнт безпеки, при спокійному навантаженні $K_B = 1,0$;

K_T – температурний коефіцієнт, який при $t = 120^\circ C$, $K_T = 1,05$.

4.Максимальне еквівалентне навантаження:

$$R_{\text{экв max}} = R_{\text{экв B}} = 2478 = 2,48 \text{ кН}$$

5. Довговічність підшипника в млн. обертів:

$$L = \left(\frac{C}{R_{\text{экв max}}} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{30,6}{2,48} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{30,6}{2,48}} = 4321 \text{ млн. об}$$

6. Довговічність в годинах:

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 4321}{60 \cdot 472,6} = 152415 \text{ час},$$

що більше терміну служби редуктора.

Тихохідний вал:

Опора А

Типорозмір підшипника № 212.

Радіальне навантаження в опорі:

$$R_A = 1867 \text{ Н}.$$

1. Еквівалентне динамічне навантаження в опорі:

$$P_{\text{экв A}} = R_A \cdot K_B \cdot K_T = 1242 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1960 \text{ Н}.$$

2. Довговічність підшипника в млн. обертів:

$$L = \left(\frac{C}{R_{\text{экв A}}} \right)^3 = \left(\frac{41,100}{1,96} \right)^3 = 20969 \text{ млн. об}.$$

3. Долговечность в годинах:

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 20969}{60 \cdot 135} = 2588813 \text{ час},$$

що більше строку служби редуктора.

Опора В

Типорозмір підшипника № 46212.

Радіальне навантаження в опорі:

$$R_B = 1560 \text{ Н}.$$

Осьова сила в зачепленні - $F_A = 417,7 \text{ Н}.$

1. Осьове навантаження підшипника:

$$P_{a2} = S_1 + F_{A1} = 0 + 417,7 = 417,7 \text{ Н} .$$

2. Визначим співвідношення

$$\frac{P_{a2}}{V \cdot P_{R2}} = \frac{417,7}{1 \cdot 1560} = 0,27 \triangleq e = 0.29 .$$

3. Еквівалентне динамічне навантаження в опорі:

$$R_{\text{эквВ}} = (X \cdot V \cdot P_{r2} + Y \cdot P_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 1560 + 0 \cdot 417,7) \cdot 1 \cdot 1.05 = 1638 \text{ Н} ;$$

де: $X = 1$, $Y = 0$ для № 46212;

$\nu = 1$ - так як обертається внутрішнє кільце;

K_B – коефіцієнт безпеки, при спокійному навантаженні $K_B = 1.0$;

K_T – температурний коефіцієнт, який при $t = 120^\circ \text{C}$, $K_T = 1.05$.

4. Максимальне еквівалентне навантаження:

$$R_{\text{экв max}} = R_{\text{эквВ}} = 1638 = 1,64 \text{ кН}$$

5. Довговічність підшипника в млн. обертів:

$$L = \left(\frac{C}{R_{\text{экв max}}} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{48,200}{1,64} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{48,200}{1,64}} = 179693 \text{ млн.об}$$

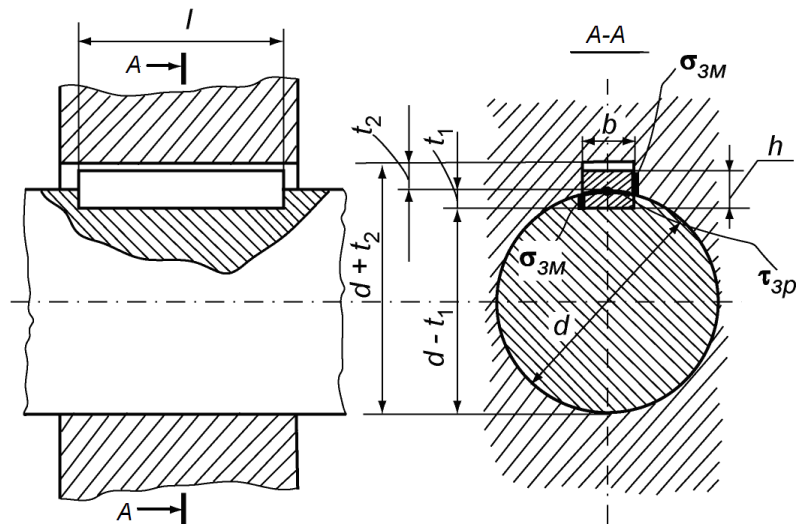
6. Довговічність в годинах:

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 179693}{60 \cdot 135} = 22,18 \cdot 10^6 \text{ час} ,$$

що більше терміну служби редуктора.

3.8. Вибір та розрахунок шпонкових з'єднань

Переріз шпонок ($b \times h$) регламентовано ДСТУ 23360-78 та вибираються в залежності, від діаметру - d_s , а довжина шпонки - l , від довжини - L_s ділянки валу на якому вона встановлена.



Перевірочний розрахунок вибраної шпонки:

- на зріз:

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau_{cp}] = 60 \text{ МПа};$$

- на зминання:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{cm}] = 100 \text{ МПа};$$

де τ_{cp}, σ_{cm} – розрахункові напруження зрізу та зминання;

$[\tau_{cp}], [\sigma_{cm}]$ – допустимі напруження зрізу та зминання;

T – крутний момент, що передає шпонка;

d – діаметр ділянки валу, на якому встановлена шпонка;

b – ширина шпонки;

h – висота шпонки;

l – довжина шпонки;

$l_p = l - h$ – робоча довжина шпонки.

Швидкохідний вал

вихідний кінець вала:

$$T_2 = 130,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad d_2 = 32 \text{ мм}; \quad L_2 = 80 \text{ мм}.$$

Згідно СТ СЭВ 189-85 вибираємо призматичну шпонку з розмірами

$$(b \times h \times l) = (10 \times 8 \times 70) \text{ мм}, \quad t_1 = 5,0 \text{ мм} \quad l_p = l - b = 80 - 10 = 70 \text{ мм}$$

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2 \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 130,2 \cdot 10^3}{32 \cdot 70 \cdot 10} = 11,6 \text{ МПа} \leq [\tau_{cp}] = 60 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2 \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 130,2 \cdot 10^3}{32 \cdot 70 \cdot (8 - 5)} = 38,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}] = 100 \text{ МПа}.$$

Тихохідний вал

вихідний кінець вала:

$$T_3 = 433,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad d_3 = 50 \text{ мм}; \quad L_3 = 110 \text{ мм}.$$

Згідно зі СТ СЭВ 189-85 вибираємо призматичну шпонку з розмірами $(b \times h \times l) = (14 \times 9 \times 90) \text{ мм}$, $t_1 = 5,5 \text{ мм}$, $l_p = l - b = 110 - 14 = 96 \text{ мм}$.

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot T_3}{d_3 \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 433,2 \cdot 10^3}{50 \cdot 96 \cdot 14} = 6,5 \text{ МПа} \leq [\tau_{cp}] = 60 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_3}{d_3 \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 433,2 \cdot 10^3}{50 \cdot 96 \cdot (9 - 5,5)} = 25,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}] = 100 \text{ МПа}.$$

ділянка вала під зубчастим колесом:

$$T_3 = 433,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad d_{3k} = 65 \text{ мм}; \quad L_{3k} = 80 \text{ мм}.$$

Згідно СТ СЭВ 189-85 вибираємо призматичну шпонку з розмірами $(b \times h \times l) = (18 \times 11 \times 80) \text{ мм}$, $t_1 = 7 \text{ мм}$, $l_p = l - b = 80 - 18 = 62 \text{ мм}$.

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot T_{3k}}{d_{3k} \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 433,2 \cdot 10^3}{65 \cdot 62 \cdot 18} = 11,9 \text{ МПа} \leq [\tau_{cp}] = 60 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_{3k}}{d_{3k} \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 433,2 \cdot 10^3}{65 \cdot 62 \cdot (11 - 7)} = 53,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}] = 100 \text{ МПа}.$$

Всі вибрані шпонки задовольняють умовам міцності та можуть бути використані в редукторі.

3.9. Вибір муфти

Експлуатаційною характеристикою муфт є крутний момент, що

передається, - T та діаметр вала - d , на який насажена муфта. Конкретний типорозмір муфти, що вибирається в залежності від умов експлуатації по таблицям в залежності

$$T_p = K \cdot T_{ном} \leq T$$

де T_p – розрахунковий крутний момент;

K – коефіцієнт запасу ($K = 1,25$ для привода технологічних машин);

$T_{ном}$ – номінальний крутний момент на валу;

$$T_p = 1,25 \cdot 424,63 = 530,7 \text{ Нм}$$

За діаметром вала $d = 50 \text{ мм}$ та розрахунковому крутному моменту вибираємо муфту (МУВП 500-50-У3 ДСТ 21424 -75) у якій максимальний крутний момент $T = 700 \text{ Нм}$.

Висновки до розділу 3

У курсовому проекті нами було виконано розрахунок приводу фрикційного самонакладу.

Зокрема, було виконано вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок приводу, розрахунок конструктивних розмірів шестерні і колеса за ступенями.

Запропоновано, з урахуванням умов роботи приводу, матеріали для виготовлення відповідальних деталей приводу та їх термічну обробку.

Проведено перевірку деталей приводу на міцність. Розраховано посадки зірочок, зубчастих коліс і підшипників на валах. Розроблено пропозиції з обслуговування та змащування редуктора, запропоновані сучасні мастильні матеріали.

ВИСНОВКИ

В результаті виконаного дипломного проєкту нами, у відповідності до отриманого завдання, було досліджено працездатність фрикційних самонакладів.

Виконаний аналіз дозволив з'ясувати, що фрикційні пристрої подачі пропонують широкий спектр переваг для поліграфічної промисловості, від підвищення швидкості та ефективності до підвищення точності та зменшення відходів.

Відмічено, що завдяки автоматизації подачі матеріалу та зменшенню ручної праці, фрикційні живильники допомагають оптимізувати виробничі лінії, забезпечуючи вищу продуктивність і якість.

Показано, що у поєднанні з конвеєрами струменевого друку, системами промислового струменевого друку та іншими передовими технологіями фрикційні пристрої подачі підносять операції друку на новий рівень точності та ефективності.

З'ясовано, що серед усіх факторів, що впливають на працездатність фрикційних самонакладів можна виділити конструктивні та технологічні, крім того, одні фактори діють у будь-яких конструкціях самонакладів і за будь-яких умов, а інші – лише в окремих випадках.

У роботі було виконано завдання визначити характеристики працездатності фрикційних механізмів та шляхи впливу з метою підвищення працездатності і термінів служби.

На підставі вищевикладеного нами запропоновано складений список факторів у порядку зменшення ступеня їхнього впливу на працездатність фрикційного самонакладу:

1. Кут нахилу стосу;
2. Зусилля притискання ролика;
3. Дисперсія коефіцієнтів тертя між аркушами (не чинить впливу лише при надмірно малих значеннях);

4. Коефіцієнт тертя між аркушами (впливає на вибір зусилля притискання та на мінімальне значення коефіцієнта тертя ролика);
5. Дисперсія коефіцієнтів тертя між роликом і папером (чинить вплив, якщо коефіцієнт тертя ролика відрізняється від коефіцієнта тертя між аркушами менш ніж на 30%);
6. Мінімальне прискорення аркуша (практично не впливає на ймовірність відокремлення тільки одного аркуша, проте визначає продуктивність самонакладу);
7. Маса аркуша (може впливати лише непрямым чином, наприклад, вона впливає на коефіцієнт тертя та дисперсію коефіцієнтів тертя між аркушами).

В результаті виконаних досліджень нами було:

- виконано розробку аналітичної моделі процесу відділення аркушів;
- запропоновано детерміновану модель процесу відділення аркушів;
- вирішено задачі про неподавання аркуша та питання множинної подачі;
- розглянуто вплив нахилу стосу на процес відокремлення аркуша та умова роботи самонакладу без подачі подвійного аркуша;
- розроблено ймовірнісну аналітичну модель подачі тільки одного аркуша.

Як результат проведених досліджень нами було виконано розрахунок приводу фрикційного самонакладу.

Зокрема, було виконано вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок приводу, розрахунок конструктивних розмірів шестерні і колеса за ступеннями.

Запропоновано, з урахуванням умов роботи приводу, матеріали для виготовлення відповідальних деталей приводу та їх термічну обробку

Проведено перевірку деталей приводу на міцність. Розраховано посадки зубчастих коліс і підшипників на валах. Розроблено пропозиції з обслуговування та змащування редуктора, запропоновані сучасні мастильні матеріали.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Волощак І. А. Автоматизований електропривод поліграфічних машин: Підручник / Волощак І. А., Стрепко І. Т. – Львів : Фенікс, 1998. – 239 с.
2. Волощак І. А., Стрепко І. С. Автоматизований електропривод поліграфічних машин: підручник. Львів : Укр. акад. друкарства, 2005. – 344 с.
3. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
4. Герасименко В. В. Моделювання зубчастих коліс та валів : навч. посібник / В. В. Герасименко, Д. Ю. Бородін, І. М. Белих. – Харків : ТОВ «ПЛАНЕТА-ПРІНТ», 2019. – 164 с.
5. Грабовський Є. М. Технологічні процеси видавничої поліграфічної справи / Є. М. Грабовський, М. М. Оленич. – Харків : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2015. – 192 с.
6. Деталі машин. Розрахунок та конструювання : підручник / Г. В. Архангельський, М. С. Воробйов, В. С. Гапонов, О. І. Дубинець, О. І. Пилипенко, А. В. Гайдамака, С. Л. Панов, А. С. Столбовий. – Київ : Талком, 2014. – 684 с.
7. Джордж Рональд Гейтс Альберт Пристрій для подачі аркушів знизу стопки., пат. Австралії, опубліковано 27 травня 1976 р., Публікація AU472464B2
8. Друкарське устаткування: Підручник / Я. І. Чехман, В. Т. Сенькусь, В. П. Дідич, В. О. Босак. – Львів: УАД, 2005. – 468 с.
9. ДСТУ 3003:2006. Технологія поліграфічних процесів. Терміни та визначення понять. [Електронний ресурс] / Держстандарт України. – Режим доступу: <https://archive.chytomo.com/standards/dstu-30032006-tekhnolohiya-polihrafichnykh-protsesiv-termyny-ta-vyznachennya-ponyat>

10. ДСТУ 3934–99. Матеріали й устаткування поліграфічні. Терміни та визначення. – Вперше; чинний від 2001–01–01. [Електронний ресурс] / Держстандарт України. – Режим доступу: <http://www.ukrbook.net/vidavc.html>
11. ДСТУ 4489:2005. Видання книжкові і журнальні. Вимоги до форматів [Електронний ресурс] / Держстандарт України. – Режим доступу: vo.ukraine.edu.ua/mod/resource/view.php?id=60982.
12. Закалов О. В., Закалов І. О. Основи тертя і зношування в машинах : навчальний посібник. Тернопіль : Видавництво ТНТУ ім. І. Пулюя, 2011. - 322 с.
13. Йордан Г. Основи поліграфії: навч. посіб. // За редакцією С. Гавенко – Тернопіль: Підручники і посібники, 2007. – 176 с.
14. Канарчук В. Є. Надійність машин: Підручник. / В.Є. Канарчук, С.К. Полянський, М.М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с
15. Карнаух С.Г. Розрахунки механічних передач : навчальний посібник до курсового й дипломного проектування / С. Г. Карнаух, Н. В. Чоста. – Краматорськ : ДДМА, 2008. – 204 с.
16. Кірієнко О.А. Теорія механізмів і машин. Деталі машин: розрахунки механічних передач / О.А. Кірієнко, Ю.М. Гузенко: Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». – К.: НТУУ «КПІ», 2016. – 188 с.
17. Манько О.В., Регей І.І. Конструкції та розрахунки обладнання: навч. посіб. Львів : Укр. акад. друкарства, 2011. – 256 с.
18. Марчук Р.М., Мнацаканов Р. Г. Аналіз та інтерпретація зносу полімерних матеріалів на основі трибометричних досліджень Проблеми тертя та зношування, 2023, 4 (101) – С. 52-59.
19. Мельник О. В. Технологія офсетного друку / Під редакцією д.т.н., проф. Лазаренка Е. Т. / Мельников О. В. – Львів : УАД, 2007. – 392 с
20. Невдаха Ю. А. Деталі машин. Курсове проектування. Частина І: Навчальний посібник / Ю. А. Невдаха, В. В. Пирогов, А.Ю. Невдаха, В.В. Пукалов. – Кропивницький: видавець Лисенко В.О., 2018. – 252 с.

21. Основи трибології : підручник / А. М. Антипенко та ін. / за ред. В. А. Войтова. Харків : ХНТУСГ, 2008. - 342 с.
22. Патент Німеччини DE102020107427A1 Fulvio Boldrini Anlage für die Zufuhr von Rohlingen von Umhüllungen zu einer Verpackungslinie, 2025-09-04. <https://patents.google.com/patent/DE102020107427A1/en>
23. Патент Німеччини DE1947095 Eitle W., Hoffman K.. Пристрій для поштучної подачі тонких паперових листів: Опис винаходу до авторського свідоцтва №1947095 Німеччина, заявлено 25.04.77 №2013229/21, опубліковано 7.12.78, Бюлетень №63.
24. Патент Великобританії GB1431339A Griinecktr A., Kinkeldey H. Пристрій для подачі листів з нижньої частини стопи: Опис винаходу до авторського свідоцтва №1947095 Німеччина, заявлено 15.07.85 №4562819/21, опубліковано 18.10.79, Бюлетень №53. <https://patents.google.co> GB1431339A
25. Патент Німеччини DE1947095 Schaumburg K., Thoenes D Пристрій для відділення аркушів: Опис винаходу до авторського свідоцтва №1947095 Німеччина, заявлено 11.09.85 №4562902/21, опубліковано 3.03.87, Бюлетень №35.
26. Патент Німеччини DE516165C Vorrichtung zum Abtrennen einzelner Papierbogen, 1931-01-19. <https://patents.google.com/patent/DE516165C/en>
27. Патент Німеччини DE953762 Schneider Adolf Пристрій для відокремлення листів від стопи: Опис винаходу до авторського свідоцтва №953762 Німеччина, заявлено 23.01.74 №1135417/21, опубліковано 15.04.76, Бюлетень №7.
28. Патент США US242181 Елмер Лерой Боб Крекер (США) Пристрій для відділення аркуша паперу від стопи аркушів: Опис винаходу до авторського свідоцтва №242181 СРСР, заявлено 30.10.74 №2072688/28-12, опубліковано 25.11.77, Бюлетень №43.
29. Патент США US3857559A Джордж П. Макінерні Механізм для подачі, розділення та укладання аркушів., пат США, опубліковано 31 грудня 1974 р., Публікація US3857559A, 31 грудня 1974 р.

30. Патент США US5244197 Maximilian Helmstadter Friction feeder for paper sheets, 2012-09-11.
31. Патент США US5288065A Philippe Wyssmuller Method for separating sheets of paper stacked in reams and device for implementing this method, 2013-02-17 <https://patents.google.com/patent/US5288065>
32. Патент США US563907 Август Хойер (Канада) та Рональд Марк Некула (США) Пристрій для поштучного відділення та подачі аркушів зі стопи: Опис винаходу до авторського свідоцтва №563907 СРСР, заявлено 18.06.74 №2034581/12, опубліковано 30.06.77, Бюлетень №24.
33. Патент США Шпісс Г. Пристрій для подачі аркушів паперу., пат США, опубліковано 01 травня 1973 р., Публікація US3730515A
34. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин: навч. посіб. Львів: УАД, 2005. 177 с
35. Полюдов О. М., Книш О. Б. Проектування поліграфічних та пакувальних машин. Динамічні розрахунки циклових механізмів. Навч. посіб. / Українська академія друкарства. – Л.: УАД, 2006. – 132 с.
36. Ривак П. М. Забезпечення стабільності роботи папероживильної системи у машинах аркушевого офсетного друку / П. М. Ривак // Технологія і техніка друкарства : збірник наукових праць. – 2008. – Вип. 3-4(21-22). – С. 115–120. – Бібліогр.: 9 назв.
37. Сава В. І. Основи техніки творення книги : навч. посіб. – Львів : Каменяр, 2000. – 136 с
38. Триботехніка машинобудівної галузі : навчальний посібник [Електронний ресурс] / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – [Вид. 2-ге, перероб. та доп.]. – Вінниця : ВНТУ, 2025. – 123 с.
39. Хведчин Ю.Й. Брошурувально-палітурне устаткування. Розрахунки виконавчих механізмів: навч. посіб. / Ю. Й. Хведчин, О. Б. Книш, А. Б. Коломієць; Укр. акад. друкарства. – Л., 2010. – 128 с.
40. Хведчин Ю.Й. Брошурувально-палітурне устаткування. Ч. I. Брошурувальне устаткування. Підручник / Ю. Й. Хведчин. – Львів : ТеРус, 1999. – 336 с.

41. Чехман Я.І. Друкарське устаткування: підруч. / Я.І. Чехман, В.Т. Сенкус, В.П. Дідич, В.О. Босак. – Львів: Укр. Акад. Друкарства, 2005. – 468 с.
42. Шаблій І. В. Технології друкарських процесів / І. В. Шаблій. – Львів : Оріяна-Нова, 2003. – 208 с.
43. Ярема С.М. Видавничі поліграфічні технології та обладнання: навч. посіб. / С.М. Ярема. – К.: УН-Т «Україна», 2003. – 320 с.
44. Global Top 10 Friction Feeder Manufacturers <https://byfeeder.net/global-top-10-friction-feeder-manufacturers/>
45. <https://patents.google.com/patent/AU472464B2/en.Barra>
46. <https://patents.google.com/patent/US3730515A/xx>
47. <https://patents.google.com/patent/US3857559A/en>
48. <https://patents.google.com/patent/US5244197A/en?q=US5244197>
49. The Key Benefits of Using Friction Feeders in the Printing Industry <https://byfeeder.net/the-key-benefits-of-using-friction-feeders-in-the-printing-industry/>
50. Tribologia. Tribolotechnika / Redakcia naukova M.Szczerek, M.Wisniewski. Radom: Polckie Towarzystwo Tribologiczne, 2000. - 728 s.

ДОДАТКИ

Додаток А

Програма для побудови залежності зусилля притиску ролика від кута нахилу
стопи за відсутності неподачі аркуша

Текст програми:

Вихідні дані:

коефіцієнти тертя: $f := 0.6$ $f_1 := 0.5$

кути нахилу стопи: 0,15,90 градусів

кількість інтервалів: $N := 50$

Визначення P/mg як функції двох змінних:

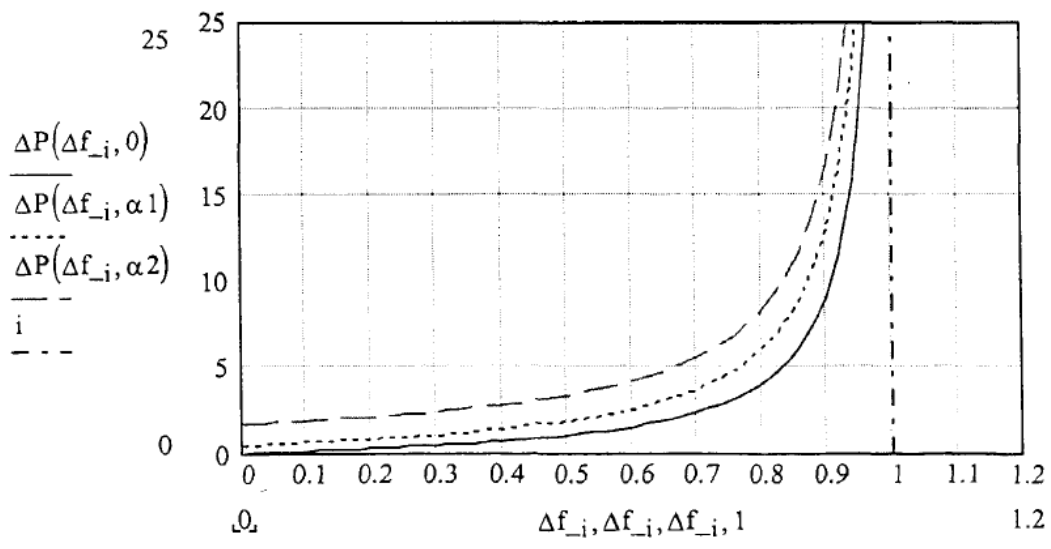
$$\Delta P(\Delta f, \alpha) := \frac{\Delta f \cdot \cos(\alpha) + \frac{\sin(\alpha)}{f}}{1 - \Delta f}$$

Розрахунок змінної Δf :

$$i := 0 .. N \quad \Delta f_i := \frac{i}{N}$$

Розрахунок кутів нахилу стапелю:

$$\alpha_1 := \frac{\pi}{180} \cdot 15 \quad \alpha_2 := \frac{\pi}{180} \cdot 90$$



Програма для побудови залежностей ймовірності подання лише одного аркуша від різних змінних (у разі змінними є коефіцієнт тертя і середнє квадратичне відхилення між аркушами).

Текст програми 1:

Вихідні дані:

коефіцієнти тертя:	$f := 0.65$	$f_{lc} := 0.5$
маса аркуша:	$m := 0.005$	
відношення притискної сили до ваги аркуша :	$P_c := 3.9$	
постійні фізичні величини:	$g := 9.81$	
кількість елементів в інтервалах:	$N := 50$	$N1 := 12$
середні квадратичні відхилення:	$\sigma := 0.02$	$\sigma\sigma1 := 0.05$

Організація циклів:	$i := 0.. N1 - 1$	$j := 0.. N - 1$
Розрахунок зусилля, що притискає:	$P := P_c \cdot m \cdot g$	
Розрахунок коефіцієнтів тертя між аркушами та середньоквадратичних відхилень	$f1_i := 0.0 + f1_c \cdot [(i + 0.5) / N1]$	
	$\sigma1_j := \sigma\sigma1 \cdot [(j+1) / N]$	
Розрахунок ймовірностей подій	$A1, A2, A3:$	

$$P1_{i,j} := \left[\int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{(P \cdot \sigma)^2 + [(P + m \cdot g) \cdot \sigma1_j]^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\left[\frac{[P \cdot f - (P + m \cdot g) \cdot f1_i - x]^2}{2 \cdot [(P \cdot \sigma)^2 + [(P + m \cdot g) \cdot \sigma1_j]^2]} \right]} dx \right]$$

$$P2_{i,j} := \left[\int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{(P \cdot \sigma)^2 + [(P + 2 \cdot m \cdot g) \cdot \sigma1_j]^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\left[\frac{[P \cdot f - (P + 2 \cdot m \cdot g) \cdot f1_i - x]^2}{2 \cdot [(P \cdot \sigma)^2 + [(P + 2 \cdot m \cdot g) \cdot \sigma1_j]^2]} \right]} dx \right]$$

$$P_{3i,j} := \left[\int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{[(P+m \cdot g) \cdot \sigma_{1j}]^2 + [(P+2m \cdot g) \cdot \sigma_{1j}]^2}} \cdot e^{-\left[\frac{[(P+m \cdot g) \cdot f_{1i} - (P+2m \cdot g) \cdot f_{1i}] - x)^2}{2 \cdot [(P+m \cdot g) \cdot \sigma_{1j}]^2 + [(P+2m \cdot g) \cdot \sigma_{1j}]^2}} \right] dx} \right]$$

Розрахунок ймовірності подачі ТІЛЬКИ ОДНОГО аркуша:

$$PP_{i,j} := P_{1i,j} - P_{1i,j} \cdot P_{2i,j} \cdot P_{3i,j}$$

f1 =

	0
0	0.021
1	0.063
2	0.104
3	0.146

σ1 =

	0
0	0.001
1	0.002
2	0.003
3	0.004

PP =

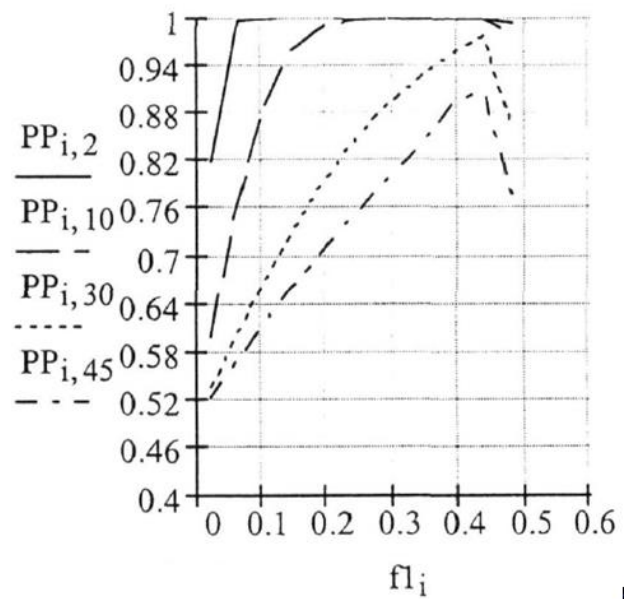
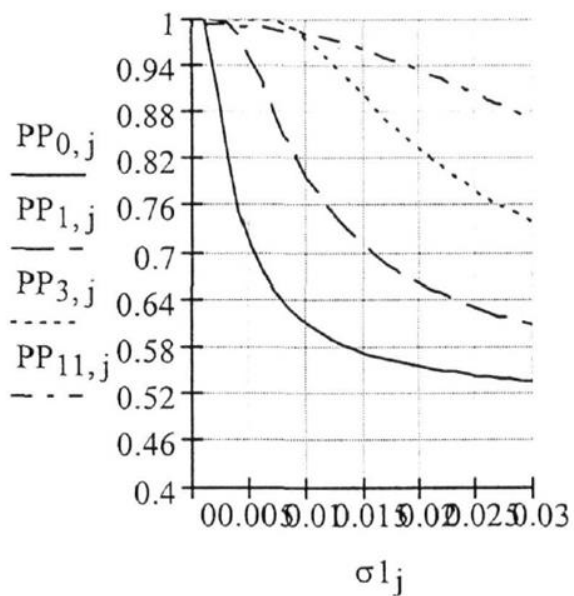
	0	1
0	1	0.913
1	1	1
2	1	1
3	1	1

$$f_{10} = 0.021 \quad f_{13} = 0.146$$

$$f_{11} = 0.063 \quad f_{19} = 0.0396$$

$$\sigma_{10} = 0.001 \quad \sigma_{130} = 0.031$$

$$\sigma_{110} = 0.011 \quad \sigma_{145} = 0.046$$



Текст програми 2:

Вихідні дані:

коефіцієнти тертя:

$$f := 0.7 \quad f1c := 0.6$$

маса аркуша:

$$m := 0.005$$

відношення притискної сили до ваги аркуша:

$$Pc := 23$$

постійні фізичні величини:

$$g := 9.81$$

кількість елементів в інтервалах:

$$N := 50 \quad N1 := 10$$

середні квадратичні відхилення:

$$\sigma := 0.03 \quad \sigma1 := 0.015$$

Організація циклів:

$$i := 0.. N1 - 1 \quad j := 0.. N - 1$$

Розрахунок зусилля, що притискає:

$$P := Pc \cdot m \cdot g$$

Розрахунок коефіцієнтів тертя між

аркушами та середніх квадратичних відхилень:

$$f1i := 0.0 + f1c \cdot [(i+0.5)/N1]$$

$$\sigma1j := \sigma \sigma1 \cdot [(j+1) / N]$$

Розрахунок ймовірностей подій

$$A1, A2, A3:$$

$$P1_{i,j} := \left[\int_0^\infty \frac{1}{\sqrt{(P_i \cdot \sigma)^2 + [(P_i + m \cdot g) \cdot \sigma1]^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\left[\frac{[P_i \cdot f - (P_i + m \cdot g) \cdot f1j - x]^2}{2 \cdot [(P_i \cdot \sigma)^2 + [(P_i + m \cdot g) \cdot \sigma1]^2]} \right]} dx \right]$$

$$P2_{i,j} := \left[\int_0^\infty \frac{1}{\sqrt{(P_i \cdot \sigma)^2 + [(P_i + 2 \cdot m \cdot g) \cdot \sigma1]^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\left[\frac{[P_i \cdot f - (P_i + 2 \cdot m \cdot g) \cdot f1j - x]^2}{2 \cdot [(P_i \cdot \sigma)^2 + [(P_i + 2 \cdot m \cdot g) \cdot \sigma1]^2]} \right]} dx \right]$$

$$P3_{i,j} := \left[\int_0^\infty \frac{1}{\sqrt{[(P_i + m \cdot g) \cdot \sigma1]^2 + [(P_i + 2 \cdot m \cdot g) \cdot \sigma1]^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\left[\frac{[(P_i + m \cdot g) \cdot f1j - (P_i + 2 \cdot m \cdot g) \cdot f1j - x]^2}{2 \cdot [(P_i + m \cdot g) \cdot \sigma1]^2 + [(P_i + 2 \cdot m \cdot g) \cdot \sigma1]^2]} \right]} dx \right]$$

Розрахунок ймовірності подання лише одного листа:

$$PP_{i,j} := P1_{i,j} - P1_{i,j} \cdot P2_{i,j} \cdot P3_{i,j}$$

