

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра Матеріалознавства та ливарного виробництва

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри М та ЛВ
к.т.н., доц. Олександр КУЗИК
(прізвище та ініціали)
« ____ » _____ 2025 __ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:

**«Конструювання і розрахунок пресового коліно-
важільного автомата для ущільнення опок розміром
900×600 мм»**

**«Design and calculation of a press knee-lever machine for
sealing 900×600 mm flasks»**

Виконав: здобувач вищої освіти 4-го курсу
групи ПМ-22мбз-1

Артур Самолевський

(прізвище та ініціали)

ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Керівник роботи:

к.т.н., доц.

Олександр СКРИПНИК

(прізвище та ініціали)

Рецензент:

к.т.н., доц.

(прізвище та ініціали)

Кропивницький – 2025

Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет

Кафедра

Рівень вищої освіти

Галузь знань

Спеціальність

Освітньо-професійна
програма

Механіко-технологічний

Матеріалознавства та ливарного виробництва

перший (бакалаврський)

13 Механічна інженерія

131 Прикладна механіка

Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка
і 3D друк

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри М та ЛВ

Олександр КУЗИК

« ____ » _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Самолевський Артур Станіславович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Конструювання і розрахунок пресового коліно-важільного автомата для ущільнення опок розміром 900×600 мм

2. Керівник роботи:

к.т.н., доц. Олександр СКРИПНИК

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від "2" 01 2025 року № 10-02

3. Строк подання роботи до захисту

17.06.2025

4. Вихідні дані до роботи

– завдання на бакалаврську роботу,

– матеріали переддипломної практики;

– державні стандарти та технічні нормативи

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): аналіз існуючих конструкцій по темі бакалаврської роботи, устрій та принципи роботи пресового коліно-важільного автомата, аналіз і розрахунок робочого процесу автомата, розрахунок основних конструкторсько-технологічних параметрів механізмів, математичне моделювання процесу роботи пневмоциліндра з розрахунком часу його спрацювання, розрахунок вузлів і деталей автомата на міцність, охорона праці

6. Перелік графічного матеріалу:

1. Автомат коліно-важільний

2. Головка пресова

3. Вібратор

7. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Проектування змішувача	Скрипник О. В.		

8. Дата видачі завдання 10.03.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз існуючих типів обладнання по темі бакалаврської роботи	25.03.2025	
2	Устрій та принципи роботи пресового коліно-важільного автомата	1.04.2025	
3	Аналіз і розрахунок робочого процесу автомата	9.04.2025	
4	Розрахунок основних конструкторсько-технологічних параметрів механізмів	15.04.2025	
5	Математичне моделювання процесу роботи пневмоциліндра з розрахунком часу його спрацювання	21.04.2025	
6	Розрахунок вузлів і деталей автомата на міцність	7.05.2025	
7	Оформлення пояснювальної записки	17.05.20245	
8	Оформлення презентації роботи	25.05.2025	
9	Здача роботи на кафедрі та перевірка наявності запозичень	10.06.2024	

Дата видачі завдання « _____ » _____ 2025_ р.

Керівник роботи _____ (Олександр СКРИПНИК)
(підпис)

Завдання прийнято до виконання « _____ » _____ 2025_ р.

Здобувач вищої освіти _____ (Артур САМОЛЕВСЬКИЙ)
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка викладена на стор. друкованого тексту і містить 10 рис., 3 табл., 17 джерел.

В бакалаврській роботі виконано аналіз існуючих конструкцій машин, описано конструкцію та принцип роботи пресового коліно-важільного автомата, розраховано основні конструкторсько-технологічні параметри робочого процесу машини (коліно-важільного механізму), приведено розрахунок на міцність елементів конструкції автомата-дозатора, ресивера, виконано математичне моделювання процесу роботи пневмоциліндра з розрахунком часу його спрацювання.

Об'єкт розробки - проектування пресового коліно-важільного автомата.

Предмет розробки - визначення конструктивних та технологічних параметрів пресового коліно-важільного автомата.

Результати проектування - спроектовано пресовий коліно-важільного автомат для ущільнення опок розміром 900×600 мм.

Отримані в ході розробки результати можуть бути успішно використані при серійному та масовому виробництві при виготовленні лиття в піщаноглинистих опоках 900×600 мм методом пресування.

ПРЕСОВО-ВАЖІЛЬНИЙ АВТОМАТ, ОПОКА, УЩІЛЬНЕННЯ, ФОРМУВАЛЬНА СУМІШ, ВАЛ, ВІСЬ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ЧАС СПРАЦЮВАННЯ

Abstracts

The explanatory note is presented on a page of printed text and contains 10 figures, 3 tables, 17 sources.

The bachelor's thesis analyzes existing machine designs, describes the design and principle of operation of the pressing knee-lever automatic machine, calculates the main design and technological parameters of the machine's workflow (knee-lever mechanism),

provides a calculation of the strength of the structural elements of the dispenser and receiver, and performs mathematical modeling of the pneumatic cylinder operation process with the calculation of its operation time.

The object of development is the design of a pressing knee-lever automatic machine.

Subject of development - determination of structural and technological parameters of the pressing knee-lever automatic machine.

Design results - a pressing knee-lever automatic machine for sealing the flanges with a size of 900×600 mm was designed.

The results obtained in the course of development can be successfully used in serial and mass production in the manufacture of castings in sandy clay molds 900×600 mm by pressing.

**PRESS AND LEVER AUTOMATIC MACHINE, MOLD, COMPACTION,
MOLDING MIXTURE, SHAFT, AXIS, MATHEMATICAL MODEL,
OPERATING TIME**

Зміст

	Стор.
Вступ.....	6
1. Аналіз існуючих конструкцій обладнання по темі бакалаврської роботи.....	8
2. Устрій та принципи роботи пресового коліно-важільного автомата.....	12
2.1 Конструкція автомата.....	12
2.2 Устрій і робота автомата і його складових частин.....	12
3. Розрахунок і аналіз робочого процесу автомата.....	15
3.1 Розрахунок робочого процесу автомата.....	15
3.2 Аналіз індикаторної діаграми.....	22
4. Розрахунок основних конструкторсько-технологічних параметрів механізмів.....	24
4.1 Розрахунок коефіцієнта підсилення важільного механізму.....	24
4.2 Розрахунок коефіцієнта зусилля важільного механізму.....	25
4.3 Розрахунок об'єму ресивера.....	30
4.4 Розрахунок шибєрного дозатора.....	31
4.5 Розрахунок клиноремінної передачі.....	34
4.6 Розрахунок привода.....	39
5. Математичне моделювання процесу роботи пневмоциліндра з розрахунком часу його спрацювання.....	40
6. Розрахунок вузлів і деталей автомата на міцність.....	50
6.1 Розрахунок валу на міцність.....	50
6.2 Розрахунок нижньої основи преса.....	53
6.3 Розрахунок на міцність механізму пресування.....	55
Висновки.....	57
Література.....	58
Додатки.....	60

Вступ

Людство познайомилося з ливарним виробництвом як з одним із найдавніших способів обробки металів, що з часом перетворилося з ремесла на важливу промислову галузь. Сьогодні ливарні підприємства забезпечують ключові потреби машинобудування, металургії та будівництва. Загальний обсяг світового виробництва литва перевищує 25 мільйонів тон на рік, значна частина якого - близько 6 мільйонів тон - виробляється в Україні [1].

Для задоволення потреб сучасної промисловості виготовляються вилівки з широкого спектра матеріалів, включаючи різні марки чавуну (сірий, ковкий, високоміцний, легований), вуглецеві та леговані сталі, а також сплави на основі алюмінію, магнію, цинку та інших металів.

Чавун традиційно є основним матеріалом для лиття, займаючи близько 70% ринку. Проте останнім часом спостерігається зростання використання ковкого та високоміцного чавунів завдяки їхнім покращеним механічним характеристикам.

Завершальним етапом, що суттєво впливає на структуру та механічні властивості литих деталей, часто є термічна обробка. Для чавунних вилівок застосовують різноманітні її види: відпуск для зняття напружень і зниження твердості, графітізуючий відпал для отримання ковкого чавуну з білого чавуну, а також нормалізацію та загартування для підвищення міцності.

Ливарне виробництво є однією з фундаментальних галузей сучасного машинобудування. Майже всі машини та прилади містять литі компоненти, такі як станини верстатів (металорізальних і прокатних), деталі транспортних засобів (автомобілів, літаків, тракторів, локомотивів), елементи технологічного обладнання (розрахунково-різальних верстатів і пристроїв), а також великогабаритні деталі, наприклад, лопаті гідротурбін.

Відливки знаходять застосування в усіх сферах машинобудування, приладобудування та будівництва, що підкреслює важливість ливарного виробництва як ключової заготівельної бази для промисловості.

Хоча ливарне виробництво має значні переваги, його розвиток відбувається повільнішими темпами, ніж в інших секторах економіки. На відміну від високоавтоматизованих доменних і прокатних цехів, а також широкого впровадження автоматизації в металообробці [2], у ливарних цехах все ще зберігається значна частка ручної праці.

Це явище має як об'єктивні, так і суб'єктивні корені. Об'єктивні причини полягають у складності та різноманітності технологічних процесів у ливарному виробництві. Виготовлення виливка вимагає виконання близько тридцяти різних за своєю природою операцій: від підготовки матеріалів (подрібнення, плавлення) до формування та обробки виробу (вибивання, формування). Крім того, кожен етап може бути реалізований за допомогою різних технологій, таких як насипання, пресування, струшування, із застосуванням спеціалізованого обладнання.

Сучасне ливарне виробництво прагне до інтеграції технологічних процесів шляхом впровадження комплексів взаємопов'язаного обладнання, включаючи автомати та автоматичні лінії.

1 Аналіз існуючих конструкцій обладнання по темі бакалаврської роботи

У великосерійному виробництві для забезпечення високої продуктивності процесу формування важливе застосування високошвидкісних методів ущільнення формувальних сумішей [3], серед яких пресування, піскометна набивка форм, струшування з допресовкою.

При виготовленні ливарних форм малих та середніх габаритів з обмеженою висотою ефективними є технології пресування та вібропресування, що забезпечують належну якість ущільнення [4].

Пресові формувальні машини класифікуються за наступними критеріями:

- спосіб прикладання зусилля пресування: верхнє та нижнє пресування;
- величина питомого тиску пресування: низький, середній, високий та надвисокий;
- конструктивне виконання: поршневі, діафрагменні, багатоплунжерні, кулачково-важільні, мундштучні;
- тип привода: пневматичний, гідравлічний, електромагнітний.

Формувальний пресовий коліно-важільний автомат є ключовим елементом автоматизованої ливарної лінії, призначений для формування піщаноглинистих напівформ у спеціальних опоках з внутрішніми розмірами 900×600 мм та діапазоном висот від 125 до 250 мм. Процес формування здійснюється методом диференційного верхнього пресування під високим питомим тиском.

Конструктивно автомат включає такі основні вузли: рама, головний гідроциліндр, важільний механізм передачі зусилля, механізми підйому та опускання рами (синхронізатор), рухома формувальна плита, пресова головка, наповнювальна рамка, бункер-накопичувач суміші, дозуючий пристрій з приводом, живильник суміші, вібратор, привід каретки, блок пневматичного обдування та розбризкування розділової рідини, а також зона обслуговування.

Технічні параметри пресового коліно-важільного автомата: максимальне зусилля пресування - 235 тонно-сил (тс), максимальний питомий тиск пресування - 40 кГс/см², циклова продуктивність - 240 напівформ за годину, тип пресування - верхнє, диференційне, режим роботи автоматичний, витрати формувальної суміші: найменші - 16,2 м³/год, найбільші - 32,4 м³/год.

Пресовий коліно-важільний формувальний автомат оснащений багатоплунжерною головою. Оскільки звичайне пресування не завжди забезпечує рівномірну щільність формувальної суміші, особливо при формуванні високих опок (понад 150 мм), застосування багатоплунжерних головок є необхідним.

Конструктивно формувальний автомат складається з преса та пристроїв для встановлення, заповнення та знімання опок.

Нижня плита преса несе на собі колони, з'єднані верхньою траверсою. На траверсі встановлено гідроциліндр, шток якого з'єднаний з важільним механізмом. Нижні кінці важелів сполучені з корпусом пасивної плунжерної головки. На траверсі також розміщено циліндр підйому насипної рамки з напрямними планками та циліндрами пневмопружин.

Модельна плита закріплена на пересувному столі, що приводиться в рух пневмоциліндром. Після завершення процесу пресування плунжерна головка піднімається. Стиснене повітря подається в циліндр підйому насипної рамки, і вона спочатку повільно, а потім швидко підіймається, знімаючи напівформу з модельної плити за допомогою напрямних планок. Наступна опока проштовхує готову напівформу, займаючи її місце. Важливо відзначити, що насипна рамка та опока під час руху завжди зберігають горизонтальне положення, що запобігає руйнуванню форми при її зніманні з моделі.

Консольні пісcomedети є стаціонарним обладнанням, призначеним для виготовлення ливарних форм в опоках, розміщених у межах робочої зони головки, що становить радіус до 2600 мм.

Пісcomedет встановлюється на спеціальному бетонному фундаменті розміром 1500×1500 мм. Розрахункове систематичне навантаження на фундамент становить 59900 Н (ньютонів), а перекидний момент - 70 кНм (кілоньютон-метрів) [5].

Особливістю піскомету моделі 24314 є комбіноване керування головою піскомета. Ручне керування оператором здійснюється лише при набиванні формувальної суміші по контуру моделі, що забезпечує точність формування складних елементів. Набивання суміші над основною площею моделі відбувається в автоматичному режимі.

Піскомет 24314 складається з наступних основних вузлів:

- станина: є опорною основою для всіх інших елементів;
- пантограф: розміщений на станині з можливістю повороту, що забезпечується гідроприводом, і несе головку піскомета;
- стрічковий конвеєр з великим рукавом: призначений для транспортування формувальної суміші. Має завантажувальну воронку для подачі суміші та електропривод для забезпечення руху стрічки;
- розвантажувальний пристрій: використовується для регулювання щільності набивання шляхом часткової подачі формувальної суміші безпосередньо в опоку, обминаючи головку піскомета;
- крісло оператора: розташоване поруч з піскометом, оскільки основний режим роботи є автоматичним;
- механізм орієнтування опок: забезпечує правильне позиціонування опок перед процесом набивання;

Основним недоліком стаціонарних консольних піскометів є обмежена площа обслуговування, яка визначається радіусом дії головки.

Технічні характеристики піскомету 24314: радіус дії головки - найбільший 4400 мм, найменший 1500 мм, габаритні розміри піскомета - 6050×2550×3510 мм, маса піскомета - 5800 кг.

Напівавтоматичні струшуючі з допресовкою формувальні машини типу 22111 призначені для виготовлення верхніх ливарних напівформ [4].

Машина моделі 22111 складається з наступних основних вузлів:

- механізм струшування та пресування;
- траверса;
- стояк;

- пневмоустаткування;
- пульт керування.

Механізм струшування включає станину, яка одночасно є циліндром пресового поршня. З боків станини закріплені гідроциліндри з траверсами на штоках, що несуть штифти. Процес струшування відбувається наступним чином:

1. стиснене повітря з мережі через спеціальний отвір надходить у циліндр, піднімаючи стіл машини вгору, після чого отвір закривається;
2. при подальшому підйомі стола відкривається інший отвір, через який повітря з циліндра виходить в атмосферу;
3. тиск у циліндрі різко зменшується, і стіл під дією власної ваги падає вниз, вдаряючись об бойок, який під дією пружини знаходиться у верхньому положенні;
4. енергія удару стола об бойок передається формувальній суміші, викликаючи її поступове ущільнення за рахунок сил деформації.

Після завершення циклу струшування відбувається процес допресовки для додаткового ущільнення формувальної суміші.

Технічні характеристики: розмір опоки - 500×400×200 мм, вантажопідйомність - 200 кг, зусилля пресування - 40 кН, тиск пресування - 0,2 МПа, найбільша продуктивність - 145 напівформ за годину

Розглянуті вище типи обладнання для ущільнення формувальної суміші мають кілька конструктивних недоліків, а саме:

- значні габаритні розміри;
- висока металоємність;
- використання гідравлічної апаратури, яка працює під тиском;
- надмірні витрати електроенергії.

Тому для умов масового виробництва в піщаноглинистих формах висотою до 250 мм доцільно використовувати пресовий коліно-важільний автомат, продуктивністю 240 напівформ за годину.

2 Устрій та принцип роботи пресового коліно-важільного автомата

2.1 Конструкція автомата

Основними складовими пресового коліно-важільного автомата є: рама, головний циліндр, важільний механізм, механізми підйому та опускання рамки, синхронізатор, рухома плита, пресова головка, наповнювальна рамка, бункер, дозатор з приводом, живильник, вібратор, привід каретки, блок обдуву та розбризкування, а також ділянка обслуговування [6].

2.2 Устрій і робота автомата і його складових частин

Основу автомата становить рама, що складається з двох міцних плит, з'єднаних між собою чотирма квадратними колонами. Ці колони слугують направляючими для рухомої плити, яка переміщується між верхньою та нижньою плитами рами .

На верхній плиті рами встановлено головний циліндр, шток якого з'єднаний з траверсою важільного механізму.

Між рухомою та нижньою плитами рами розташовується наповнювальна рамка. Її рух по вертикалі забезпечується механізмом підйому рамки (для підняття) та механізмом опускання рамки (для опускання). Наповнювальна рамка спирається на прямі рейкові колони, які мають направляючі у верхній плиті рами. Синхронність руху цих чотирьох рейкових колон забезпечується двома синхронізаторами.

На нижній плиті рами встановлена каретка, що являє собою вібратор, на якому фіксується модельний комплект. Для підігріву модельного комплекту у верхній частині вібратора вмонтовані електронагрівачі.

До рами також кріпиться привід каретки, який складається з циліндра висування каретки (для її переміщення) та механізму підводу рукавів і кабелів (для забезпечення необхідних комунікацій).

Циліндр висування каретки забезпечує лінійне переміщення каретки з модельним комплектом по направляючих за межі робочої зони автомата для обслуговування або заміни моделі, після чого повертає її у вихідне положення.

Система засипки включає:

- бункер для зберігання формувальної суміші, оснащений челюсним затвором для регулювання висипання;
- дозатор суміші, що являє собою короб змінного об'єму з відкритим дном, встановлений на двох важелях і здатний переміщуватися по вертикалі;
- привід дозатора, що забезпечує вертикальне переміщення дозатора для зміни його об'єму. Керування приводом здійснюється з пульта керування автомата;
- живильник, що забезпечує подачу формувальної суміші з бункера до дозатора.

Привід челюсного затвора бункера та затвора дозатора здійснюється за допомогою гідроциліндрів.

Ділянка обслуговування являє собою комплекс окремих секцій, огорожень та сходин. Вона призначена для забезпечення безпечного спостереження за роботою та обслуговування механізмів, розташованих у верхній частині автомата. Крім того, ця ділянка слугує опорною конструкцією для механізму засипки формувальної суміші.

Важільний механізм є оригінальною конструкцією типу подвійного важеля Ейлера, кінематичні ланки якого пов'язані з ведучою ланкою - кривошипом.

Рух від штока головного циліндра передається через важільний механізм на рухому плиту зі змінним передаточним відношенням. Ця особливість конструкції забезпечує постійне зростання зусилля пресування у відповідності зі збільшенням опору формувальної суміші під час її ущільнення. Наприкінці робочого ходу передаточне відношення досягає значення 1:10. Завдяки цьому зусилля головного циліндра, що становить 23,5 тс, через важільний механізм (який діє як важільний підсилювач зусилля) зростає до 235 тс [6].

Важливою особливістю системи важільного підсилювача є те, що на останніх 24 мм ходу переміщення рухомої плити, за рахунок повороту кривошипа, підтримується практично постійне передаточне відношення.

Завдяки своїй конструкції, важільний підсилювальний механізм забезпечує стабільний ступінь ущільнення формувальної суміші під час пересування рухомої плити, незалежно від коливань вологості та об'єму формування.

Крім того, ця інноваційна система не лише ефективно узгоджує характеристику наростання зусилля пресування з реактивними силами опору ущільнення суміші, але й дозволяє відмовитися від використання звичайних направляючих для рухомої плити. Важільний підсилювальний механізм бере на себе всі ексцентричні навантаження, що діють на рухому плиту, повністю розвантажуючи направляючі. У даному випадку направляючі виконують лише функцію утримання плити від переміщення у вертикальній площині, забезпечуючи її рух виключно в горизонтальній площині.

Живильник призначений для забезпечення рівномірного розподілення формувальної суміші по всьому об'єму опоки. Його конструкція являє собою барабан з 54 лопастями.

Регулювання розподілу суміші: Кут зустрічі лопастей з формувальною сумішшю можна регулювати шляхом їх повороту, що дозволяє оптимізувати процес заповнення опоки.

Для забезпечення більш ефективного розподілення суміші в периферійних частинах опоки передбачено чотири пружинні пластини, положення яких регулюється за допомогою гвинтів.

Обертання барабана здійснюється за допомогою електричного привода через шків та клиноремінну передачу.

Установка барабана на автоматі здійснюється за допомогою пневмоциліндра та спеціальних монтажних планок.

Диференційна пресова головка розроблена для забезпечення рівномірного розподілу зусилля пресування по всій площі опоки. Її конструкція включає корпус та 35 вмонтованих гідроциліндрів. На кінці кожного штока гідроциліндра закріплена колодка. За потреби, на одній або двох колодках може встановлюватися модель ливникової чаші.

Принцип роботи диференційна пресової головки полягає в наступному. На початку процесу пресування колодки автоматично адаптуються до реактивних сил опору формувальної суміші, займаючи оптимальне положення. Подальше загальне пресування здійснюється цими колодками, що забезпечує вирівнювання тиску по всій поверхні опоки та оптимальне протікання процесу ущільнення суміші. Завдяки цьому отримана спресована форма характеризується рівномірною твердістю по всій своїй поверхні.

За умови якісного налагодження автомата, виготовлена на ньому напівформа повинна демонструвати рівномірну твердість у площині роз'єму в межах від 80 до 95 одиниць за кульковим твердоміром моделі 071, з допустимим розкидом 5...6 одиниць. У кутових зонах опоки можливе незначне зниження твердості (до 10 одиниць), що, як правило, не впливає на якість кінцевої відливки.

Відбитки моделей та ливникової системи виходять чіткими, без сколів та деформацій. Виявлення тріщин у надмірно ущільненій формі (понад 92 одиниці твердості) може свідчити про недостатню жорсткість модельного комплекту.

Величина напуску з боку, протилежного площині роз'єму опоки, регулюється налаштуваннями автомата та повинна знаходитися в діапазоні від 2 до 20 мм до його зрізання.

Нерівномірність твердості на вертикальних стінках форми порівняно з твердістю в площині роз'єму, залежно від фізико-механічних властивостей формувальної суміші або її прогинання відносно площини роз'єму, є ознакою неякісного налагодження автомата.

3 Розрахунок і аналіз робочого процесу автомата

3.1 Розрахунок робочого процесу автомата

Одним з ключових показників ефективності роботи пресового механізму є відношення корисної роботи стисненого повітря, що витрачається безпосередньо на процес пресування, до роботи сил тертя, які виникають під час цього процесу. Для

зручного визначення цього співвідношення використовується побудова індикаторної діаграми [7].

Індикаторна діаграма пресового механізму відображає залежність між тиском (P) та висотними параметрами механізму (S) в координатах P-S. Аналіз цієї діаграми дозволяє оцінити енергетичні втрати та ефективність процесу пресування.

Максимальне зусилля головного циліндра становить 23,5 тс (тонно-сил). Завдяки важільному механізму формувального автомата це зусилля збільшується до 235 тс.

Точка 1 діаграми відповідає початку підйому поршня. Тиск повітря на поршень повинен бути достатнім. Щоб подолати силу тяжіння частин машини, що піднімаються, з корисним навантаженням Q і силу тертя поршня об стінки циліндра R:

$$P_1 = \left(1 + \frac{Q+R}{F}\right) \cdot 10^5, \quad (3.1)$$

де F - площа пресового поршня, м^2

$$F = \frac{\rho \cdot F_0 + Q + R}{\rho_0}, \quad (3.2)$$

де ρ - тиск пресування Па;

ρ_0 - тиск повітря в мережі $\rho_0 = 0,6$ МПа [6];

F_0 - площа опоки в плані, м^2

$$0,6 \cdot 0,9 = 0,54 \text{ м}^2$$

Вага піднімаємих частин з навантаженням в машинах з верхнім пресуванням і розташуванням пресового механізму складає звичайно $(0,13 \dots 0,22) F_0$. Силу тертя при розрахунках приймають $R = (0,15 \dots 0,25) \cdot Q$ [7].

Відповідно:

$$Q = (0,13 \div 0,22) \cdot 5400 = 1188 \text{ кгс} = 11880 \text{ Па};$$

$$R = 0,25 \cdot 1188 = 297 \text{ кгс} = 2970 \text{ Па};$$

$$Q + R = 11880 + 2970 = 14850 \text{ Па};$$

$$F = \frac{235000 + 0,54 + 14850}{6 \cdot 10^5} = 0,24 \text{ м}^2;$$

$$P_1 = \left(1 + \frac{0,1485}{0,24}\right) \cdot 10^5 = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Ордината точки 1 діаграми:

$$S_1 = \frac{V_0}{F} = S_0; \quad (3.3)$$

де V_0 - об'єм шкідливого простору, м^3 ;

S_0 - приведена висота шкідливого простору

$$S_0 = 4 \text{ см} = 0,04 \text{ м}$$

$$S_1 = 0,04 \text{ м} = 4 \text{ см}$$

Точка 2 діаграми відповідає такій висоті підйому поршня, при якій вибирається зазор Z між наповню вальною рамкою і пресовою колодкою ($Z = 2$).

Тиск повітря залишається незмінним:

$$P_2 = P_1 = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

При цьому:

$$S_2 = S_0 + Z = 4 + 2 = 6 \text{ см}$$

Точка 2а діаграми відповідає початку вдосконалення пресової колодки в об'ємі наповню вальної рамки. Тиск під пресовим поршнем росте з ростом опору форми ущільненню, і наростає стрибками.

$$P_{2a} = P_2 + \left(\frac{\delta_0 - 1}{c} \right)^4 \cdot \frac{F_0}{F} \cdot 10^5, \quad (3.4)$$

де δ_0 - початкова густина суміші, $\delta_0 = 1,13 \text{ г/см}^3$ [7];

c - коефіцієнт ущільненості суміші, $c = 0,4 \dots 0,6$ [8]

$$P_{2a} = 1,6 \cdot 10^5 + \left(\frac{1,13 - 1}{0,5} \right)^4 \cdot \frac{0,54}{0,24} \cdot 10^5 = 1,61 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Ордината точки 2а:

$$S_{2a} = S_2 = 6 \text{ см}$$

Точка 3 діаграми відповідає закінченню процесу пресування, тобто тому моменту, коли пресова колодка, перемістившись на всю висоту наповню вальної рамки, запресувала весь об'єм суміші, яка знаходиться в ній, в опоку. В цей період густина формувальної суміші в опоці досягає заданої і тиск складає:

$$P_3 = P_2 + \left(\frac{\delta - 1}{c} \right)^4 \cdot \frac{F_0}{F} \cdot 10^5, \quad (3.5)$$

де δ - задана густина суміші, $\delta = 1,6 \text{ г/см}^3$ [6];

$$P_3 = 1,6 \cdot 10^5 + \left(\frac{1,6 - 1}{0,5} \right)^4 \cdot \frac{0,54}{0,24} \cdot 10^5 = 6,3 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Ордината точки 3:

$$S_3 = S_0 + Z + h$$

де h - висота наповню вальної рамки, см;

$$h = \left(H - \frac{V_m}{F_0} \right) \cdot \left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1 \right),$$

де H - висота опоки, см; $H = 0,20$ м.

$$V_M = 0,25 \cdot F_0 \cdot H = 0,25 \cdot 5400 \cdot 20 = 27000 \text{ см}^3 = 0,027 \text{ м}^3$$

$$h = \left(0,2 - \frac{0,027}{0,54} \right) \cdot \left(\frac{1,6}{1,13} - 1 \right) = 0,066 \text{ м} = 6,6 \text{ см}$$

Відповідно:

$$S_3 = 4 + 2 + 6,6 = 12,6 \text{ см}$$

Визначаємо густину суміші ($\text{г}/\text{см}^3$) в проміжних точках n_1 і n_2 :

$$\delta_{n_1} = \delta_0 \cdot \left(\frac{h_{n_1}}{H - (V_m/F_0)} + 1 \right), \quad (3.6)$$

$$\delta_{n_2} = \delta_0 \cdot \left(\frac{h_{n_2}}{H - (V_m/F_0)} + 1 \right), \quad (3.7)$$

де h_{n_1} , h_{n_2} – проміжкові положення пресової колодки; задається $h_{n_1} = 1,5$ см, $h_{n_2} = 3,5$ см.

$$\delta_{n1} = 1,2 \cdot \left(\frac{1,5}{20 - (27000/5400)} + 1 \right) = 1,32 \text{ г/см}^3$$

$$\delta_{n2} = 1,2 \cdot \left(\frac{3,5}{20 - (27000/5400)} + 1 \right) = 1,45 \text{ г/см}^3$$

Знаходимо питомі тиски пресування:

$$P_{n1} = \left(\frac{\delta_{n1} - 1}{c} + 1 \right)^4 \cdot 10^5 \quad (3.8)$$

$$P_{n2} = \left(\frac{\delta_{n2} - 1}{c} + 1 \right)^4 \cdot 10^5 \quad (3.9)$$

$$P_{n1} = \left(\frac{1,32 - 1}{0,5} + 1 \right)^4 \cdot 10^5 = 0,17 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$P_{n2} = \left(\frac{1,45 - 1}{0,5} + 1 \right)^4 \cdot 10^5 = 0,66 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Тиск повітря у пресовому циліндрі:

$$P_{Yn1} = P_2 + \left(\frac{\delta_{n1} - 1}{c} \right)^4 \cdot \frac{F_0}{F} \cdot 10^5$$

$$P_{Yn2} = P_2 + \left(\frac{\delta_{n2} - 1}{c} \right)^4 \cdot \frac{F_0}{F} \cdot 10^5$$

$$P_{Yn1} = 1,6 \cdot 10^5 + \left(\frac{1,32 - 1}{0,5} \right)^4 \cdot \frac{0,54}{0,24} \cdot 10^5 = 1,98 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$P_{Yn2} = 1,6 \cdot 10^5 + \left(\frac{1,45 - 1}{0,5} \right)^4 \cdot \frac{0,54}{0,24} \cdot 10^5 = 3,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Ординати точок n_1 і n_2 відповідно рівні:

$$S_{n1} = S_0 + Z + h_{n1} \quad (3.10)$$

$$S_{n2} = S_0 + Z + h_{n2} \quad (3.11)$$

$$S_{n1} = 4 + 2 + 1,5 = 7,5 \text{ см}$$

$$S_{n2} = 4 + 2 + 3,5 = 9,5 \text{ см}$$

Точка 4 діаграми відповідає моменту, коли на ділянці 3-4 діаграми тиск повітря в циліндрі різко падає внаслідок відкриття вихлопного клапана. Пресовий поршень починає опускатися. Рушійною силою при цьому буде сила тяжіння рухомих частин машини і корисного навантаження, силою опору руху - тертя поршня об стінки циліндра і інших рухомих частин об свої направляючі. При цьому:

$$P_4 = \left(1 + \frac{Q + R}{F} \right) \cdot 10^5; \quad (3.12)$$

$$P_4 = \left(1 + \frac{0,08910}{0,24} \right) \cdot 10^5 = 1,37 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$S_4 = S_3 = 12,6 \text{ см}$$

Точка 5 діаграми відповідає кінцю опускання поршня в початкове положення:

$$P_5 = P_4 = 1,37 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$S_5 = S_1 = 4 \text{ см}$$

На ділянці 5-1 циліндр наповнюється повітрям.

Індикаторні витрати вільного повітря на одне пресування, м^3

$$V = (F \cdot S + V_0) \cdot (P_0 + 1) - V_0, \quad (3.13)$$

де S – хід пресового поршня, м;

V_0 – об'єм шкідливого простору, м^3 із відношення (3.3):

$$V_0 = 0,01776 \text{ м}^3$$

$$V = (0,24 \cdot 0,07 + 0,01776) \cdot (6 + 1) - 0,01776 = 0,22 \text{ м}^3$$

Індикаторна діаграма пресового механізму показана на рис 3.1.

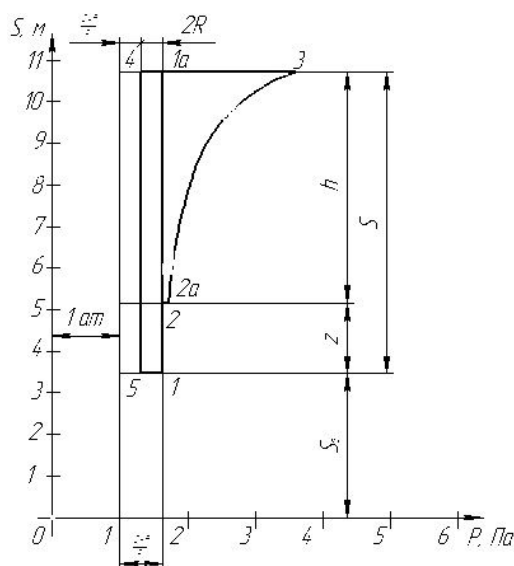


Рис. 3.1 - Індикаторна діаграма пресового механізму.

3.2 Аналіз індикаторної діаграми

Площа, обмежена індикаторною діаграмою, пропорційна роботі стисненого повітря, що припадає на 1 см^2 площі поршня. Ця робота витрачається на виконання

двох основних задач: безпосередньо на процес пресування та на подолання сил тертя, що виникають під час руху поршня вгору та вниз [7].

На індикаторній діаграмі:

- робота пресування графічно представлена площею, обмеженою контуром $F_{прав}$ (2 – 2а – 3 – 3а – 2). Ця площа відображає корисну роботу, виконану для ущільнення формувальної суміші;
- робота сил тертя на діаграмі відповідає площі, обмеженій контуром $F_{прав}$ (1 – 3а – 4 – 5 – 1). Ця площа ілюструє енергетичні втрати, пов'язані з механічним опором руху поршня.

Для визначення індикаторних витрат вільного повітря на один цикл пресування необхідно розрахувати різницю між об'ємом повітря в циліндрі на початку робочого ходу (точка 2 на діаграмі) та об'ємом повітря, що залишається у шкідливому просторі після завершення вихлопу (точка 5 на діаграмі).

При цьому робимо наступні спрощення:

- не враховуємо різницю температур між повітрям у циліндрі та атмосферним повітрям;
- не враховуємо температуру повітря, що залишається у шкідливому просторі;
- враховуємо, що тиск повітря в точці 3 (початок подачі стисненого повітря) дорівнює тиску в пневматичній системі.

За цих умов витрата вільного повітря на одне пресування визначається як різниця об'ємів, що відповідають точкам 2 та 5 на індикаторній діаграмі, приведеніх до атмосферного тиску.

Формула для розрахунку витрати вільного повітря:

$$V_{інд} = F_s (1 - \varepsilon) \cdot (P_0 + 1) \cdot 10^{-6}, \quad (3.14)$$

де $\varepsilon = S_0/S$ - коефіцієнт об'єму;

P_0 - тиск повітря в системі

$$V_{інд} = 0,57 \cdot 0,12 \left(1 + \frac{0,12}{0,03} \right) \cdot (5 + 1) \cdot 10^{-6} = 2,1 \cdot 10^{-6} \text{ атм}$$

4 Розрахунок основних конструкторсько-технологічних параметрів механізмів

4.1 Розрахунок коефіцієнта підсилення важільного механізму

Основним параметром важільного механізму є коефіцієнт підсилення, який розраховується за формулою [9]:

$$\eta = \frac{P_{np}}{P_{nn}}, \quad (4.1)$$

де P_{np} - сила пресування;

P_{nn} - сила дії силового пневмоциліндра.

Для розгляданого в проекті коліно-важільного механізму (рис. 4.1) формула для розрахунку коефіцієнта підсилення має вигляд:

$$\eta = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(\beta + \gamma) - \frac{l_{2,4}}{l_{2,3}} \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)} \cdot \frac{\cos \gamma}{\cos \alpha}, \quad (4.2)$$

де α, β, γ - кути (рис. 4.1);

$l_{2,4}$ - довжина ланки 2.4;

$l_{2,3}$ - довжина ланки 2.3.

Приймаємо, що кут α міняється від 45° до 90° , кут β - від 15° до 0° , кут γ - від 30° до 0° . Для розрахунку коефіцієнта підсилення використовуємо програму «КОЕФ» і розраховуємо його на ПК. Результати розрахунку наведено в табл. 4.1.

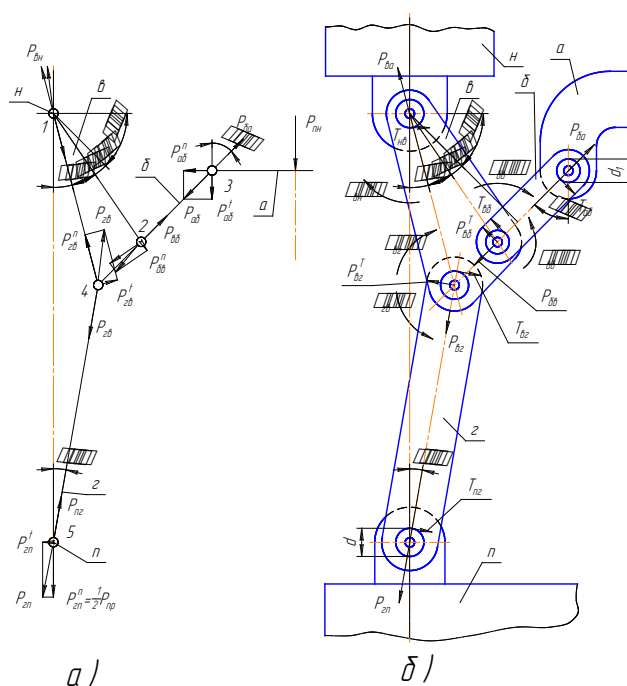


Рисунок 4.1 - Схема сил, діючих на ланки колінно-важільного механізму:

а) без урахування сил тертя; б) з урахуванням сил тертя.

Таблиця 4.1 - Значення коефіцієнта підсилення від зміни кутів α, β, γ

№ п.п.	Значення η	Зміна кутів, град		
		α	β	γ
1	1,99	45	30	15
2	2,25	48	28	14
3	2,59	51	26	13
4	3,01	54	24	12
5	3,55	57	22	11
6	4,28	60	20	10
7	5,28	63	18	9
8	6,70	66	16	8
9	7,83	69	14	7
10	8,23	72	12	6
11	9,13	75	10	5
12	10,83	78	8	4
13	24,53	81	6	3
14	30,79	84	4	2
15	1041,30	87	2	1
16	∞	90	0	0

4.2 Розрахунок коефіцієнта зусилля важільного механізму

Важільний механізм забезпечує плавне нарощування зусилля преса протягом його робочого ходу, що оптимально відповідає зростанню сил опору формувальної

суміші під час її ущільнення. Крім того, він підтримує достатньо високе та майже постійне зусилля пресування наприкінці ходу. Це створює необхідні та стабільні технологічні умови для якісного виготовлення ливарних форм методом пресування. Зазначені переваги роблять важільні механізми ефективним рішенням, що зумовлює їх успішне застосування в ливарному машинобудуванні при конструюванні пресових машин [9].

При проектуванні важільного пресового механізму ключовим завданням є визначення необхідного зусилля силового пневмоциліндра для забезпечення заданої величини зусилля пресування. Відношення між необхідним зусиллям пневмоциліндра та досягнутим зусиллям пресування характеризується коефіцієнтом зусилля важільного механізму. Значення цього коефіцієнта може бути визначене з використанням принципу можливих переміщень [9].

Згідно цього принципу, робота діючих сил, прикладених до ведучого ланцюга, на можливому переміщенні ведучого ланцюга δ_{x3} рівна роботі сил опору, прикладених до ведучого ланцюга, на можливому переміщенні ведучого ланцюга δ_{x5} :

$$P_{nn} \cdot \delta_{x3} = P_{np} \cdot \delta_{x5}, \quad (4.3)$$

де P_{np} - зусилля пневмоциліндра;

P_{nn} - зусилля, яке розвивається пресовою плитою.

З формули (4.3) визначаємо:

$$\eta_0 = \frac{P_{nn}}{P_{np}} = \frac{\delta_{x3}}{\delta_{x5}} \quad (4.4)$$

Схема до розрахунку коліно-важільного механізму з ексцентриком, зв'язаним з ланкою 2-3 показана на рис. 4.2.

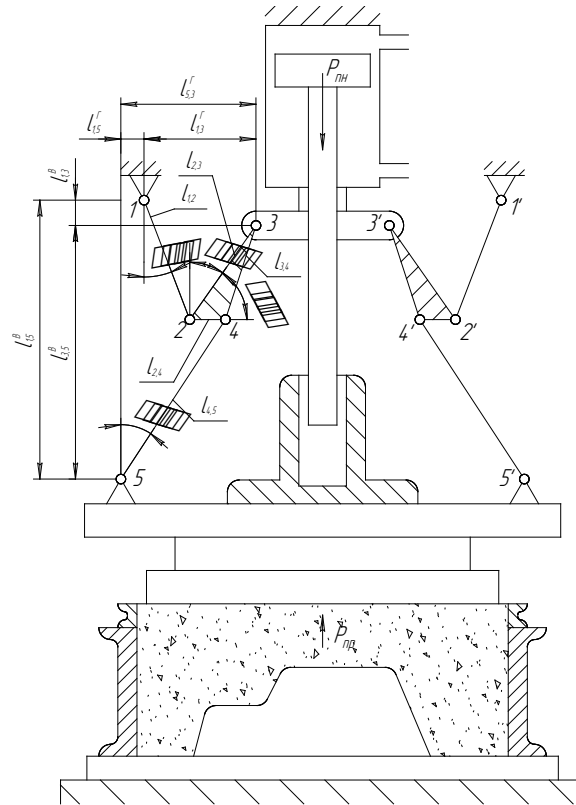


Рисунок 4.2 - Розрахункова схема коліно-важільного механізму з ексцентриком, зв'язаним з ланкою 2-3.

Проектуючи ланцюги 1-2-3 1-2-4-5 на напрямлення поздовжньої вертикальної вісі машини (рис. 4.2) будемо індексами «В» і «Г» зверху позначати проекції довжини важеля l_i на вертикальні $l_{i,j}^B$ і, відповідно, горизонтальне $l_{i,j}^Gamma$ напрямлення, де i, j - номери шарнірів, які зв'язані важелем $l_{i,j}$, отримаємо:

$$l_{1,3}^B = l_{1,2} \cdot \cos \beta - l_{2,3} \cdot \cos \alpha \quad (4.5)$$

$$l_{1,5}^B = l_{1,2} \cdot \cos \beta + l_{2,4} \cdot \cos(\alpha + \varphi) + l_{4,5} \cdot \cos \gamma \quad (4.6)$$

Тут кути α, β, γ Змінюються в залежності від положення ланцюгів, кут γ – постійний, його вибирають конструктивно.

$$\varphi = 50^0; \quad \alpha = 40^0; \quad \beta = 30^0; \quad \gamma = 40^0$$

Можливі переміщення ведучого ланцюга і веденого отримаємо диференціюючи вираз (4.5) і (4.6):

$$\delta_{x3} = d(l_{1,3}^B) = -l_{1,2} \cdot \sin \beta \cdot d_\beta + l_{2,3} \cdot \sin \alpha \cdot d_\alpha \quad (4.7)$$

$$\delta_{x5} = d(l_{1,5}^B) = -l_{1,2} \cdot \sin \beta \cdot d_\beta - l_{2,4} \cdot \sin(\alpha + \varphi) \cdot d_\alpha - l_{4,5} \cdot \sin \gamma \cdot d_\gamma, \quad (4.8)$$

де d_α , d_β , d_γ – прирощування кутів, які відповідають можливим переміщенням δ_{x3} і δ_{x5} .

Для того, щоб знайти зв'язок між кутами d_β і d_γ кутом d_α спроекуємо ланцюги 1-2-3 1-2-4-5 на напрямлення попередньої горизонтальної вісі машини. Отримаємо:

$$l_{1,3}^r = l_{1,2} \cdot \sin \beta + l_{2,3} \cdot \sin \alpha \quad (4.9)$$

$$l_{1,5}^r = l_{1,2} \cdot \sin \beta + l_{2,4} \cdot \sin(\alpha + \varphi) - l_{4,5} \cdot \sin \gamma \quad (4.10)$$

Диференціюючи вирази (4.9) і (4.10) отримаємо:

$$d(l_{1,3}^r) = l_{1,2} \cdot \cos \beta \cdot d_\beta + l_{2,3} \cdot \cos \alpha \cdot d_\alpha \quad (4.11)$$

$$d(l_{1,5}^r) = l_{1,2} \cdot \cos \beta \cdot d_\beta + l_{2,4} \cdot \cos(\alpha + \varphi) \cdot d_\alpha - l_{4,5} \cdot \cos \gamma \cdot d_\gamma \quad (4.12)$$

Так як при роботі механізму відстань $l_{1,3}^r$ і $l_{1,5}^r$ не змінюється, тоді:

$$d(l_{1,3}^r) = 0; \quad d(l_{1,5}^r) = 0$$

Із формул (4.11) і (4.12) знаходимо:

$$d_{\beta} = -\frac{l_{2,3} \cdot \cos \alpha}{l_{1,3} \cdot \cos \beta} \cdot d_{\alpha} \quad (4.13)$$

$$d_{\gamma} = -\frac{l_{2,3} \cdot \cos \alpha - l_{2,4} \cdot \cos(\alpha + \varphi)}{l_{4,5} \cdot \cos \gamma} \cdot d_{\alpha} \quad (4.14)$$

Знак « \rightarrow » вказує на те, що коли при опусканні поршня пневмоциліндра кут α збільшується, кути β і γ зменшуються.

Підсумовуючи вираз (4.12) і (4.14) в формули (4.7) і (4.8), отримаємо:

$$\delta_{x3} = l_{2,3} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot d_{\alpha} \quad (4.15)$$

$$\delta_{x5} = \left[l_{2,3} \cdot \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos \beta} - l_{2,4} \cdot \frac{\sin(\alpha + \gamma + \varphi)}{\cos \alpha} \right] \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \gamma} \cdot d_{\alpha} \quad (4.16)$$

Підставляємо (4.15) і (4.16) в (4.2) отримаємо кінцеву формулу коефіцієнта зусилля даного важільного механізму у вигляді:

$$\eta_0 = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(\beta + \gamma) - \frac{l_{2,4}}{l_{2,3}} \cdot \sin(\alpha + \gamma + \varphi)} \cdot \frac{\cos \gamma}{\cos \alpha} \quad (4.17)$$

$$l_{2,4} = 197,5 \text{ мм}, l_{2,3} = 200 \text{ мм [7]}$$

$$\eta_0 = \frac{\sin(40 + 30)}{\sin(30 + 40) - \frac{197,5}{200} \cdot \sin(40 + 50 + 40)} \cdot \frac{\cos 40}{\cos 40} = 9,99 \approx 10$$

4.3 Розрахунок об'єму ресивера

На основі рівняння газу первинна маса повітря в ресивері розраховується по формулі [10]:

$$M = \frac{P_p \cdot V_p}{R \cdot T_p}, \quad (4.18)$$

де P_p - тиск в ресивері, Па;

V_p - об'єм ресивера, м³;

R - газова стала;

T_p - температура повітря в ресивері, К.

Маса повітря після витoku:

$$M_y = \frac{P_{py} \cdot V_p}{R \cdot T_p} \quad (4.19)$$

Маса повітря, що перейшла в об'єм циліндра:

$$M_y = \frac{P_{py} \cdot V_y - P_a \cdot V_0}{R \cdot T_p}, \quad (4.20)$$

де P_a - початковий тиск повітря в циліндрі, Па;

V_0 - первинний об'єм порожнини циліндра, м³;

V_y - кінцевий об'єм порожнини циліндра, м³;

Кінцевий об'єм порожнини циліндра розраховується за формулою:

$$V_y = F_n \cdot x_y, \quad (4.21)$$

де F_n – площа поршня, м²;

x_y – хід поршня, м.

Початкова маса повітря в ресивері визначається рівнянням:

$$M = M_p + M_y \quad (4.22)$$

Підставивши в формулу (4.22) значення змінних отримаємо:

$$\frac{P_p \cdot V_p}{R \cdot T_p} = \frac{P_{Py} \cdot V_p}{R \cdot T_p} + \frac{P_{Py} \cdot V_y - P_a \cdot V_0}{R \cdot T_p} \quad (4.23)$$

Звідси об'єм ресивера:

$$V_p = \frac{0,85 \cdot P_p \cdot F_n \cdot x_y - P_a \cdot V_0}{0,05 \cdot P_p} \quad (4.24)$$

$$V_p = \frac{0,85 \cdot 0,5 \cdot 10^5 \cdot 0,54 \cdot 0,8 - 0,1 \cdot 10^5 \cdot 0,02}{0,05 \cdot 0,5 \cdot 10^5} = 7,8 \text{ м}^3$$

Таким чином, об'єм ресивера повинен бути - 8 м^3 .

4.4 Розрахунок шиберного дозатора

Необхідний об'єм формувальної суміші формується в дозувальній коробці 1 (рис. 4.3). Об'єм цієї коробки визначається положенням двох шиберів - нижнього 2 та верхнього 3. Одночасне переміщення обох шиберів забезпечується пневмоциліндром 4.

Процес дозування:

- При русі штока пневмоциліндра вліво, верхній шибер 3 перекриває подачу матеріалу з бункера, розташованого вище дозатора (на рисунку не показано).
- Одночасно з цим, нижній шибер 2 відкриває випускний отвір коробки 1, випускаючи попередньо набрану дозу формувальної суміші.

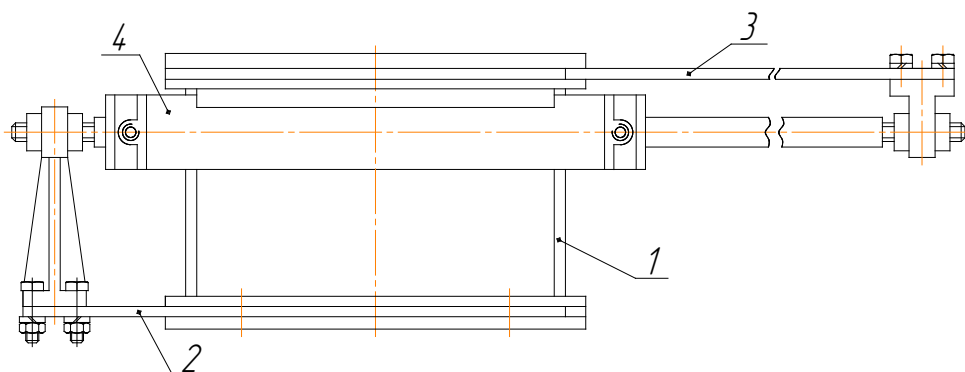


Рисунок 4.3 - Шиберний дозатор

При проектуванні шиберних дозаторів необхідно розрахувати швидкість дозуючої коробки, її об'єм і зусилля руху [11]. Швидкість руху шиберів повинна бути більше технологічно необхідної швидкості, тобто:

$$v_{Ш} > v_{ТЕХ}, \quad (4.25)$$

де $v_{Ш}$ - швидкість руху шиберів.

$$v_{Ш} = \frac{\ell}{t}, \quad (4.26)$$

де ℓ - довжина ходу пневмоциліндра;

t - час його спрацювання.

$$v_{ТЕХ} = \frac{1}{\text{tg}\varphi} \sqrt{\frac{g \cdot h}{2}}, \quad (4.27)$$

де φ - кут природного відносу;

h - відстань між шиберами.

$$v_{ТЕХ} = \frac{1}{\text{tg}35^\circ} \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,2}{2}} = 0,14 \text{ м/с}$$

$$v_{Ш} = \frac{0,95}{4} \approx 0,24 \text{ м/с}$$

$$0,24 > 0,14$$

Умова (4.25) виконується.

Об'єм дозуючої коробки розраховують по формулі:

$$V_{кор} = k_{зан} [a \cdot b \cdot h_{он} - V_{мод}] \cdot \frac{\delta}{\delta_0}, \quad (4.28)$$

де $k_{зан}$ - коефіцієнт запасу $k_{зан} = 1,1 \dots 1,2$ [11]

$a, b, h_{он}$ - відповідно, довжина, ширина і висота опоки;

$V_{мод}$ - об'єм моделі;

δ, δ_0 - відповідно, об'ємні маси неущільненої і ущільненої суміші.

$$V_{кор} = 1,2 \cdot [90 \cdot 60 \cdot 20 - 36000] \cdot \frac{1,8}{1} = 155520 \text{ см}^3$$

Зусилля руху шиберів розраховано за формулою:

$$P_{зан} = k_{зан} \cdot [f' \cdot p + f(p + 2 \cdot b_{ш})], \quad (4.29)$$

де $k_{зан}$ - коефіцієнт запасу; $k_{зан} = 1,1 \dots 1,2$ [11];

f' - коефіцієнт тертя по плиті;

p - вертикальне зусилля;

f - коефіцієнт тертя $f = 0,4 \dots 0,5$ [11];

$b_{ш}$ - вага шибера

$$f' = 0,06 \cdot (W + 1,4), \quad (4.30)$$

де W - коефіцієнт $W = 0,35$ [11];

$$f' = 0,06 \cdot (0,35 + 1,4) = 0,123$$

$$P_{зан} = 1,2 \cdot [0,123 \cdot 2000 + 0,4(2000 + 2 \cdot 300)] = 1543,2 \text{ Н}$$

Зусилля для руху шиберів під час опорожнення коробки:

$$P_{\text{ОПОР}} = k_{\text{ЗАКР}} \cdot P_{\text{ЗАП}}, \quad (4.31)$$

де $k_{\text{ЗАКР}}$ - коефіцієнт $k_{\text{ЗАКР}} = 1,3 \dots 1,5$ [11];

$$P_{\text{ОПОР}} = 1,5 \cdot 1543,2 = 2314,8 \text{ Н}$$

4.5 Розрахунок клинопасової передачі

Проведемо розрахунок клинопасової передачі, встановленої на вібраторі від асинхронного електродвигуна [12]. Потужність двигуна $N_1 = 4 \text{ кВт}$, $n_1 = 2880 \text{ хв}^{-1}$ передаточне число $u = 4$.

Обертний момент на валу:

$$T = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{4}{2880} = 13,3 \text{ Нм} \quad (4.32)$$

При даному моменті [12] приймаємо розріз клинопасової передачі «0» з розмірами $b_p = 8,5 \text{ мм}$; $h = 6 \text{ мм}$; $b_0 = 10 \text{ мм}$; $y_0 = 2,1 \text{ мм}$; $F_1 = 0,47 \text{ см}^3$;

Діаметр меншого шківів у відповідності з рекомендаціями [12] $d_{p1} = 63 \text{ мм}$.

Діаметр більшого шківів:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot u \cdot (1 - \varepsilon), \quad (4.33)$$

де u - передаточне число $u = 2 \dots 4$;

ε - коефіцієнт ковзання прогумованого ремня $\varepsilon = 0,02$ [12]

$$d_{p2} = 63 \cdot 4 \cdot (1 - 0,02) = 220 \text{ мм}$$

Стандартний діаметр по ГОСТ 17383-78 [13] $d_{p2} = 224$ мм

Фактичне передаточне число:

$$u_p = \frac{d_{p2}}{d_{p1} \cdot (1 - \varepsilon)} \quad (4.34)$$

$$u_p = \frac{224}{63 \cdot (1 - 0,02)} = 3,6$$

Швидкість ременя:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (4.35)$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 63 \cdot 2880}{60 \cdot 1000} = 9,5 \text{ м/с}$$

Частота обертів валу:

$$n_2 = \frac{d_{p1} \cdot n_1 \cdot (1 - \varepsilon)}{d_{p2}} \quad (4.36)$$

$$n_2 = \frac{63 \cdot 2880 \cdot (1 - 0,02)}{224} = 793,8 \text{ хв}^{-1}$$

Міжосьова відстань, згідно рекомендації [13]:

$$a = 0,95 \cdot d_{p2} \quad (4.37)$$

$$a = 0,95 \cdot 224 = 212,8 \text{ мм}$$

Розрахункова довжина ременя:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} \quad (4.38)$$

$$L = 2 \cdot 212,8 + \frac{3,14}{2} \cdot (63 + 224) + \frac{(224 - 63)^2}{4 \cdot 212,8} = 906,7 \text{ мм}$$

Стандартна довжина ременя $L = 1000$ мм [13].

По стандартній довжині ременя уточнюємо дійсну міжосьову відстань:

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8 \cdot (d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} \quad (4.39)$$

$$a = \frac{2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (63 + 224) + \sqrt{[2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (63 + 224)]^2 - 8 \cdot (224 - 63)^2}}{8} = 238 \text{ мм}$$

Мінімальна міжосьова відстань для зручності монтажу і зняття ременя [13]:

$$a_{\min} = a - 0,01 \cdot L \quad (4.40)$$

$$a_{\min} = 238 - 0,01 \cdot 1000 = 228 \text{ мм}$$

Кут обхвату на меншому шківі:

$$\alpha_1^{\circ} = 180^{\circ} - 60^{\circ} \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} \quad (4.41)$$

$$\alpha_1^{\circ} = 180^{\circ} - 60^{\circ} \frac{224 - 63}{228} = 130 > [\alpha_1^{\circ}] = 110$$

Вихідна довжина ременя $L_0 = 1320$ мм [12]

Відносна довжина $l/L_0 = 1000/1320 = 0,75$

Коефіцієнт довжини $C_L = 0,95$ [14].

Вихідна потужність при $d_{p1} = 63$ мм та $v = 9,5$ м/с $N_0 = 0,82$ кВт [14].

Коефіцієнт кута обхвату $C_\alpha = 0,89$ [14].

Поправка до крутячого моменту на передаточне число $\Delta T_u = 0,5$ [14].

Поправка до потужності:

$$\Delta N_u = 0,0001 \cdot \Delta T_u \cdot n_1 \quad (4.42)$$

$$\Delta N_u = 0,0001 \cdot 0,5 \cdot 2880 = 0,14$$

Коефіцієнт режиму роботи при вказаному навантаженні $C_p = 0,92$ [14].

Допустима потужність на один ремень:

$$[N] = (N_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta N_u) \cdot C_p \quad (4.43)$$

$$[N] = (0,82 \cdot 0,89 \cdot 0,95 + 0,14) \cdot 0,92 = 1,13 \text{ кВт}$$

Розрахункова кількість ременів в передачі:

$$z = \frac{N_1}{[N]} = \frac{4}{1,13} = 3,43 \quad (4.44)$$

Коефіцієнт, який враховує нерівномірність навантаження $C_z = 0,9$ [14].

Дійсна кількість ременів в передачі:

$$z' = \frac{z}{C_z} = \frac{3,43}{0,9} = 3,7 \quad (4.45)$$

Прийmemo кількість ременів $z' = 3$

Сила початкового натягу одного клинового ременя:

$$S_{0.1} = \frac{780 \cdot N}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z'} + q \cdot v^2, \quad (4.46)$$

де $q = 0,1$ кг/м – поgone навантаження [13].

$$S_{0.1} = \frac{780 \cdot 4}{9,5 \cdot 0,89 \cdot 0,92 \cdot 3} + 0,1 \cdot 9,5^2 = 147 \text{ Н}$$

Зусилля, яке діє на вал передачі:

$$F_p = 2 \cdot S_{0.1} \cdot z' \cdot \sin \frac{\alpha_1^\circ}{2} \quad (4.47)$$

$$F_p = 2 \cdot 147 \cdot 3 \cdot \sin \frac{139^\circ}{2} = 826 \text{ Н}$$

Розміри ободу шківів [14]:

$$\ell_p = 8,5 \text{ мм}; h = 7 \text{ мм}; b = 2,5 \text{ мм}; \ell = 12 \text{ мм}; f = 8 \text{ мм};$$

$$r = 0,5 \text{ мм}; h_{1\text{min}} = 6 \text{ мм}; \alpha_1 = 34^\circ; \alpha_2 = 38^\circ$$

Зовнішні діаметри шківів:

$$d_{\ell 1} = d_{p1} + 2 \cdot b \quad (4.48)$$

$$d_{\ell 2} = d_{p2} + 2 \cdot b \quad (4.49)$$

$$d_{\ell 1} = 63 + 2 \cdot 2,5 = 68 \text{ мм}$$

$$d_{\ell 2} = 224 + 2 \cdot 2,5 = 255 \text{ мм}$$

Ширина ободу шківів:

$$H = (z'-1) \cdot \ell + 2 \cdot f \quad (4.50)$$

$$H = (3-1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 40 \text{ мм}$$

4.6 Розрахунок привода

При розрахунку привода пневмоциліндра знаходимо наступні параметри: діаметр циліндра, діаметр штока, діаметр пропускного розрізу труб для підводу стисненого повітря, товщину стінок циліндра. Площа поршня розрахована раніше і дорівнює: $F = 0,24 \text{ м}^2$

Діаметр циліндра розраховується за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{3,14}}, \quad (4.51)$$

де F - площа поршня, м^2 ;

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,24}{3,14}} = 0,75 \text{ м}$$

Діаметр штока для нормалізованих циліндрів вибирають по формулі:

$$d_{\text{ш}} = (0,2 \dots 0,25) \cdot D \quad (4.52)$$

Приймаємо $d_{III} = 0,2 \cdot D = 0,15 \text{ м} = 150 \text{ мм}$

Діаметр пропускного розрізу труб для підводу стисненого повітря знаходиться у співвідношенні:

$$d_{np} = (0,005 \div 0,1) \cdot D \quad (4.53)$$

$$d_{np} = 0,1 \cdot 0,75 = 0,075 \text{ м}$$

Товщину стінки циліндра визначають з розрахунку циліндра як ємності з тонкими стінками:

$$\delta = \frac{1}{\delta_s} \cdot D \cdot p_m \cdot n, \quad (4.54)$$

де δ_s - межа пропорційності матеріалу труби, визначається державними стандартами на матеріал $\delta_s = 300 \text{ МПа}$ для матеріалу ст.6 [15];

n - коефіцієнт запасу міцності ($n = 10 \dots 20$)

$$\delta = \frac{1}{300} \cdot 0,75 \cdot 0,6 \cdot 10 = 0,015 \text{ м} = 15 \text{ мм}$$

5 Математичне моделювання процесу роботи пневмоциліндра з розрахунком часу його спрацювання

Розглянемо схему роботи пневмопривода (рис. 5.1).

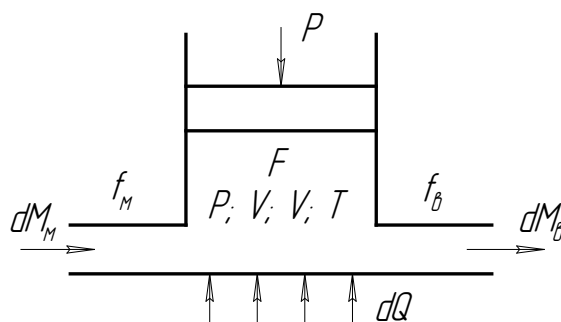


Рисунок 5.1 - Схема роботи пневмопривода.

У посудині змінного об'єму V знаходиться повітря масою M . У цей об'єм одночасно повітря через отвір f_m надходить із магістралі dM_m і з цього об'єму через отвір f_e витікає в атмосферу dM_e . Цей процес описується законом термодинаміки [10]:

$$dQ = d\nu + dL, \quad (5.1)$$

де Q - теплота, Дж;

ν - внутрішня енергія, Дж;

L - робота, Дж.

Якщо позначити через Π_m енергію 1т маси газу, який витікає з об'єму, то, згідно з першим законом термодинаміки, можна записати:

$$dQ + \Pi_m \cdot dM_m = d\nu + dL + \Pi_e \cdot dM_e \quad (5.2)$$

Пневмоциліндр працює дуже швидко, тому:

$$dQ = 0 \quad (5.3)$$

Оскільки при збільшенні тиску P поршень F піднімається і тиск знову становитиме $P = \frac{P}{F}$, то процес можна вважати ізобарним, тоді

$$dL = p \cdot dV \quad (5.4)$$

Окрім того:

$$dV = d(M_{\cdot m}) = u \cdot dM + M \cdot du \quad (5.5)$$

$$v = C_v \cdot T \quad (5.6)$$

$$dv = C_v \cdot dT \quad (5.7)$$

$$P_m = C_p \cdot T_m \quad (5.8)$$

$$P_g = C_p \cdot T_g \quad (5.9)$$

Підставимо (5.2), (5.9) у (5.2)

$$C_p \cdot T_m \cdot dM_m = C_v \cdot T \cdot dM + M \cdot C_v \cdot dT + p \cdot dV + C_p \cdot T_g \cdot dM_g \quad (5.10)$$

Продиференціюємо рівняння Менделєєва ($P \cdot V = M \cdot R \cdot T$):

$$p \cdot dV + V \cdot dp = R \cdot T \cdot dM + R \cdot M \cdot dT \quad (5.11)$$

Звідси:

$$M \cdot dT = \frac{1}{R} \cdot (p \cdot dV + V \cdot dp) - T \cdot dM \quad (5.12)$$

Підставимо (5.12) у (5.10):

$$C_p \cdot T_m \cdot dM_m = C_v \cdot T \cdot dM + C_v \cdot \left(\frac{1}{R} \cdot (p \cdot dV + V \cdot dp) - T \cdot dM \right) + p \cdot dV + C_p \cdot T_g \cdot dM_g \quad (5.13)$$

Праву і ліву частини поділимо на C_v , а також помножимо на R :

$$\frac{C_p}{C_v} \cdot R \cdot T_m \cdot dM_m = R \cdot T \cdot dM + V \cdot dp + p \cdot dV - R \cdot T \cdot dM + \frac{C_p}{C_v} \cdot p \cdot dV + \frac{C_p}{C_v} \cdot R \cdot T_g \cdot dM_g \quad (5.14)$$

Враховуючи, що:

$$\frac{C_p}{C_v} = k,$$

де k - показник адіабати, для повітря $k = 1,41$

Записуємо:

$$k \cdot R \cdot T_m \cdot dM_m - k \cdot R \cdot T_g \cdot dM_g = V \cdot dp + k \cdot p \cdot dV, \quad (5.15)$$

де $R = C_p - C_v$

За допомогою цього рівняння можна описати динамічні процеси, що проходять у багатьох пневматичних пристроях. Витрати повітря при витіканні можна обчислити аналогічно.

Розглядаючи термодинамічну систему, показану на рис. 5.1, ми не врахували швидкостей припливу і витікання газу. В так званих «відкритих системах» в одному місці газ вводиться із швидкістю ω , і параметрами p_2 , V_2 , T_2 . Згідно з першим законом термодинаміки, можна записати [10]:

$$q = \left(v_2 + p_2 \cdot V_2 + \frac{\omega_2^2}{2} \right) + \left(v_1 + p_1 \cdot V_1 + \frac{\omega_1^2}{2} \right) + \ell \quad (5.16)$$

Оскільки процес відбувається швидко, то $q = 0$, крім того, технічна робота ℓ відсутня $\ell = 0$, тому можна записати:

$$\left(v_2 + p_2 \cdot V_2 + \frac{\omega_2^2}{2} \right) - \left(v_1 + p_1 \cdot V_1 + \frac{\omega_1^2}{2} \right) = 0 \quad (5.17)$$

Відомо, що:

$$v + p \cdot V = h \quad (5.18)$$

Враховуючи (5.18), перепишемо (5.17) у вигляді:

$$h_2 + \frac{\omega_2^2}{2} = h_1 + \frac{\omega_1^2}{2} \quad (5.19)$$

Або:

$$\Delta h - \frac{\Delta \omega^2}{2} = 0 \quad (5.20)$$

Перший закон термодинаміки можна записати так:

$$q = \Delta h - \int_{P_1}^{P_2} V \cdot dp \quad (5.21)$$

Якщо $q = 0$, рівняння (5.21) набуває вигляду:

$$\Delta h = \int_{P_1}^{P_2} V \cdot dp = 0 \quad (5.22)$$

Порівнюючи (5.20) і (5.22), маємо:

$$\omega_2^2 - \omega_1^2 = 2 \cdot \int_{P_1}^{P_2} V \cdot dp \quad (5.23)$$

Враховуючи, що $\omega_1 = 0$ і $p \cdot V^k = p_1 \cdot V_1^k$ запишемо:

$$\omega_2^2 = 2 \cdot \int_{P_1}^{P_2} V \cdot \left(\frac{P_1}{P} \right) \cdot dp \quad (5.24)$$

Оскільки V_1 і P_1 – величини сталі, то:

$$\omega_2^2 = 2 \cdot V_1 \cdot P_1^{1/k} \int_{P_1}^{P_2} P^{-1 \cdot k} \cdot dp \quad (5.25)$$

Після інтегрування маємо:

$$\omega_2^2 = \frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot V_1 \cdot P_1^{1/k} \cdot \left(p_2^{\frac{k-1}{k}} - p_1^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (5.26)$$

Виконавши математичні перетворення, дістанемо:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot (p_1 \cdot V_1 - p_2 \cdot V_2)} \quad (5.27)$$

Секундні витрати газу через сопло з площею перерізу f_2 можна знайти з умов нерозривності потоку:

$$G = \frac{\omega_2 \cdot f_2}{V_2^2} \quad (5.28)$$

Підставивши (5.28) у (5.27) і замінивши, згідно з рівнянням адиабати, V_1 на V_2 , отримаємо:

$$G = f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{P_1}{V_1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (5.29)$$

Замінімо, згідно з рівнянням Менделєєва V_1 на $\frac{R \cdot T}{P_1}$:

$$G = p_1 \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{1}{R \cdot T} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (5.30)$$

Позначимо:

$$\frac{P_2}{P_1} = Y \quad (5.31)$$

Тоді:

$$\varphi(Y) = \sqrt{Y^{\frac{2}{k}} - Y^{\frac{k+1}{k}}} \quad (5.32)$$

Ця функція має максимум. Щоб знайти його, візьмемо першу похідну і прирівняємо її до нуля:

$$Y_{np} = \left(\frac{k+1}{2 \cdot k} \right)^{\frac{k}{1-k}} \quad (5.33)$$

Тоді:

$$\varphi(Y_{kp}) = 0,259 \quad (5.34)$$

Витрати повітря залежать також від коефіцієнта витікання μ , який, в свою чергу, залежить від форми отвору й опору трубопроводу.

Отже, остаточно:

$$G = \mu_2 \cdot p_1 \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{1}{R \cdot T} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2 \cdot k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (5.35)$$

Позначимо:

$$\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{1}{R}} = B \quad (5.36)$$

Враховуючи, що $R = 287$ Дж/кг·К, маємо $B = 0,156$ [10].

Підставивши в (5.35) значення B , дістанемо:

$$G = 0,156 \cdot \mu_2 \cdot p_1 \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{1}{T}} \cdot \varphi(Y) \quad (5.37)$$

Для надкритичного режиму:

$$G = 0,04 \cdot \mu_2 \cdot f_2 = \frac{P_1}{\sqrt{T}} \quad (5.38)$$

Алгоритм розрахунку часу спрацювання пневмоциліндра при прямому і зворотному русі представлено на рис. 5.2. Вихідні дані для розрахунку часу поршня наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку часу руху поршня пневматичного циліндра

№ п/п	Найменування величини	Одиниця	Позначення	Значення
1	Площа поршня	м ²	F	0,24
2	Площа поршня штокової порожнини	м ²	$F_{шт}$	
3	Площа перерізу впускних і випускних отворів	м ²	f_1, f_2	0,0072 0,0168
4	Тиск повітря: - у магістралі - у атмосфері - у лівій порожнині - у правій порожнині - у правій порожнині при зворотному ході - у лівій порожнині при зворотному ході	Па	P_M P_a P_y P_{yn} P_{yn3} $P_{л3}$	$6 \cdot 10^5$ $1 \cdot 10^5$ $6 \cdot 10^5$ $1 \cdot 10^5$ $6 \cdot 10^5$ $1 \cdot 10^5$
5	Зведена висота початкового об'єму	м	S_0	0,06
6	Хід поршня	м	S	
7	Змінна координата поршня	м	x	
8	Змінна координата зворотного ходу поршня	м	x_z	
9	Інтервал часу	с	Δt	0,0001
10	Підсумкова маса	кг	m	
11	Навантаження	Н	P_H	
12	Зворотне навантаження	Н	P_{H3}	
13	Газова стала	Дж/кг·К	R	287
14	Показник адіабати	-	k	1,41
15	Коефіцієнт витікання	-	μ	0,3
16	Температура	К	T	293

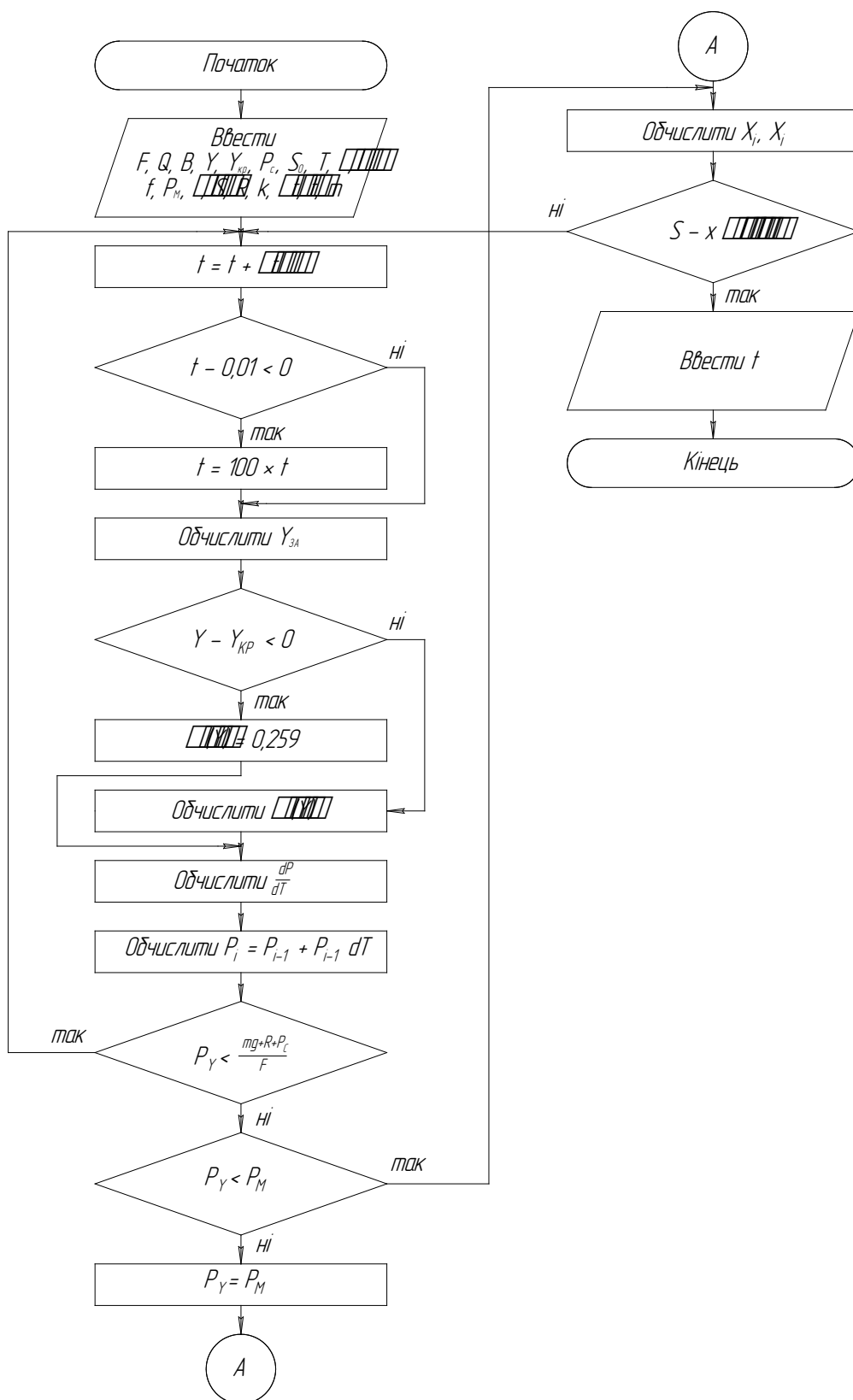


Рисунок 5.1 - Алгоритм розрахунку часу спрацювання пневмоциліндра при прямому і зворотному русі

Після проведення розрахунків за алгоритмом представленим на рис. 5.1 отримали час спрацювання пневмоциліндру 8,2 с.

6 Розрахунок вузлів і деталей автомата на міцність

6.1. Розрахунок валу на міцність

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності n для шкідливого розрізу валу вібратора [16].

Вихідні дані:

- обертовий момент на валу $T = 13,3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;
- зусилля реміної передачі $F_p = 826 \text{ Н}$.

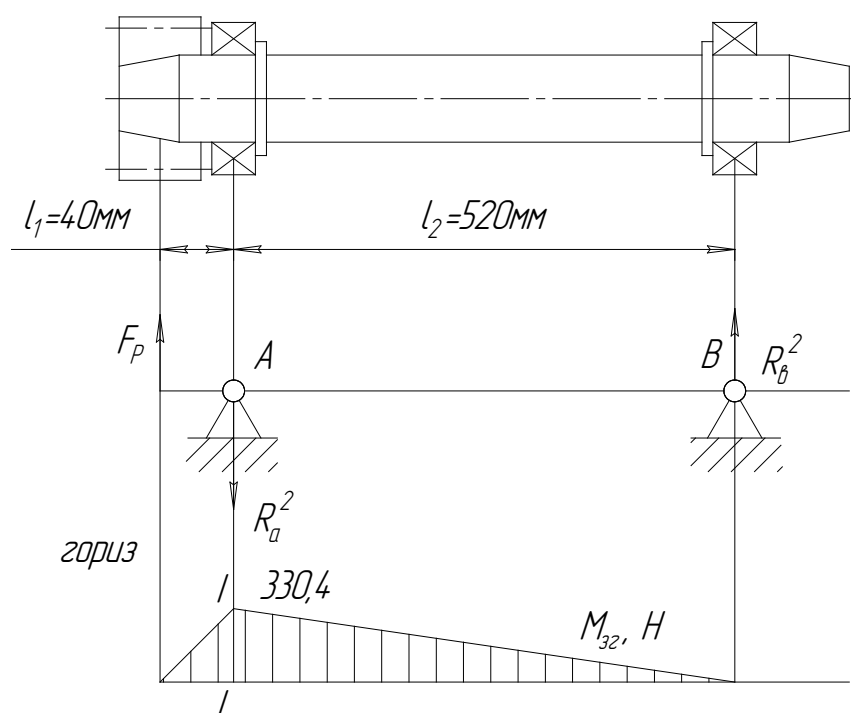


Рисунок 6.1 - Схема для розрахунку валу.

Із схеми рис. 6.1 визначаємо реакції в горизонтальній площині:

$$\sum M_A = 0 \quad F_p \cdot l_1 - R_b^{zop} \cdot l_2 = 0 \quad R_b^{zop} = \frac{F_p \cdot l_1}{l_2} = \frac{826 \cdot 40}{520} = 63$$

$$\sum M_B = 0 \quad F_p \cdot (l_1 + l_2) + R_a^{zop} \cdot l_2 = 0 \quad R_a^{zop} = -\frac{F_p \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{826 \cdot (40 + 520)}{520} = 889$$

Перевірка: $\sum F(x) = 0$

$$F_P + R_e^{zop} - R_a^{zop} = 826 - 889 + 63 = 0$$

У вертикальній площині згинальний момент дорівнює нулю. Отже, еюра сумарних моментів збігається з епурою згинального моменту в горизонтальній площині. Матеріал валу - сталь 40Х, нормалізована, з наступними характеристиками: границя міцності на розрив - $\delta_B = 1000$ МПа; границя витривалості при згині - $\delta_{-1} = 450$ МПа; границя витривалості при симетричному циклі кручення - $\tau_{-1} = 250$ МПа; коефіцієнти чутливості матеріалу до концентрації напруг при згині та крученні становлять відповідно $\varphi_\delta = 0,15$ та $\varphi_\tau = 0,1$ [16].

Допустимий коефіцієнт запасу витривалості становить $[n] = 1,8$ [16]. Проведемо перевірку запасу міцності за границею витривалості в поперечному перерізі I – I (див. рис. 6.1).

Визначимо ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згині та крученні, спричинені шпонковим пазом. Для валу, виготовленого зі сталі з границею міцності $\delta_B = 1000$ МПа - $k_\delta = 2,27$ і $k_\tau = 2,17$ [16].

Масштабний коефіцієнт при згинанні і крутінні для валу із сталі 40Х діаметром $d_1 = 90$ мм $\varepsilon_\delta = 0,7$ і $\varepsilon_\tau = 0,6$ [16].

Коефіцієнт стану поверхні при шорсткості $R_a = 2,5$ мкм $k_\delta'' = k_\tau'' = 1,18$ [16].

Ефективні коефіцієнти концентрації напруг для даного розрізу вала при згинанні і крутінні у випадку відсутності технологічного зміцнення:

$$k_{\delta D} = \frac{k_\delta + k_\delta'' - 1}{\varepsilon_\delta} \quad (6.1)$$

$$k_{\tau D} = \frac{k_\tau + k_\tau'' - 1}{\varepsilon_\tau} \quad (6.2)$$

$$k_{\delta D} = \frac{2,27 + 1,18 - 1}{0,7} = 3,5; \quad k_{\tau D} = \frac{2,17 + 1,18 - 1}{0,6} = 3,9$$

Визначаємо ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згинанні і крутінні вала, обумовлені ступицею шківів. При $\delta_B = 1000$ МПа та $d_1 = 90$ мм; $k_{\delta D} = 4$ та $k_{\delta d} = 2,8$ [16].

Приймаємо найбільші значення коефіцієнтів і розраховуємо запас міцності для нормальних напруг:

$$n_{\delta} = \frac{\delta_{-1}}{k_{\delta D} \cdot \delta_a + \varphi_{\delta} \cdot \delta_m} \quad (6.3)$$

$$n_{\delta} = \frac{450}{4 \cdot 30} = 3,75$$

де амплітуда номінальних напруг згину:

$$\delta_a = \delta = \frac{M_{3\Gamma_{I-I}}}{W_0}, \quad (6.4)$$

де $M_{3\Gamma_{I-I}}$ - зникаючий момент в розрізі I-I (рис. 6.1) $M_{3\Gamma_{I-I}} = 330,4 \cdot 10^3$ МПа мм³;

W_0 - момент опору $W_0 = 50800$ мм³ [17]

$$\delta_a = \delta = \frac{330,4 \cdot 10^3}{50800} = 6,5 \text{ МПа}$$

Знаходимо запас міцності для дотичних напруг. Попередньо визначаємо полярний момент опору [17] при $d_1 = 90$ мм; $W_p = 89100$ мм³

Напруга крутіння

$$\tau = \frac{T}{W_p} \quad (6.5)$$

$$\tau = \frac{13,3 \cdot 10^3}{89100} = 0,15 \text{ МПа}$$

Амплітуду і середнє значення номінальних напруг крутіння визначаємо:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{R} \quad (6.6)$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{0,15}{2} = 0,075 \text{ МПа}$$

Запас міцності для дотичних напруг:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau D} \cdot \delta_a + \varphi_\tau \cdot \delta_m} \quad (6.7)$$

$$n_\tau = \frac{250}{3,9 \cdot 0,075 + 0,1 \cdot 0,075} = 83$$

Загальний запас міцності в розрізі I-I:

$$n = \frac{n_\delta \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\delta^2 + n_\tau^2}} \quad (6.8)$$

$$n = \frac{3,75 \cdot 83}{\sqrt{3,75^2 + 83^2}} = 3,7 > [n] = 1,8$$

Коефіцієнт запасу більше мінімально допустимого. Міцність валу забезпечується.

6.2 Розрахунок нижньої основи преса

Основа формувального преса представляє собою зварну деталь коробчатого типу. Основу розглянемо як умовну балку на двох шарнірних опорах з навантаженням прикладеним до середини і рівним силі пресування (рис. 6.2, 6.3).

$$\sum M_1 = P_{\text{ПР}} \cdot 100 - R_5 \cdot 200 = 0 \quad R_5 = \frac{P_{\text{ПР}} \cdot 100}{200}$$

$$\sum M_5 = -P_{\text{ПР}} \cdot 100 + R_1 \cdot 200 = 0 \quad R_1 = \frac{P_{\text{ПР}} \cdot 100}{200}$$

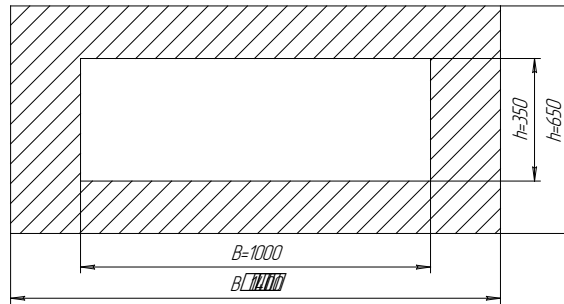


Рисунок 6.2 - Перетин основи формувального преса.

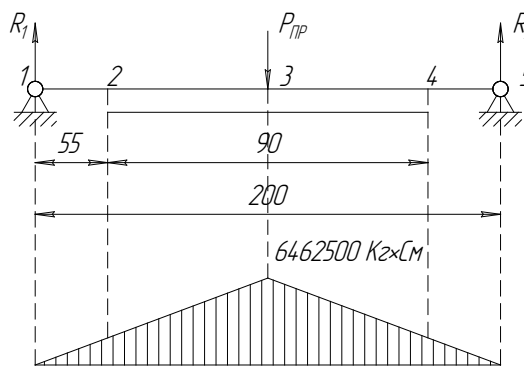


Рисунок 6.3 - Епюра зникаючих моментів

$$\delta_n \leq \frac{M_{\text{max}}}{W} < [\delta_{\text{ТАБЛ}}]$$

$$M_{\text{max}} = 6462500 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

$$W = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{140 \cdot 65^3 - 100 \cdot 35^3}{6 \cdot 65} = 87590 \text{ см}^3$$

$$\delta_n = \frac{6462500}{87590} = 74 \text{ кгс/см}^2$$

$$74 \text{ кгс/см}^2 < 800 \text{ кгс/см}^2$$

Умова міцності виконується.

6.4 Розрахунок на міцність механізму пресування

Для розрахунку колон важільного механізму пресування розглянемо схему розташування колон пресового автомата, що представлена на рис. 6.4.

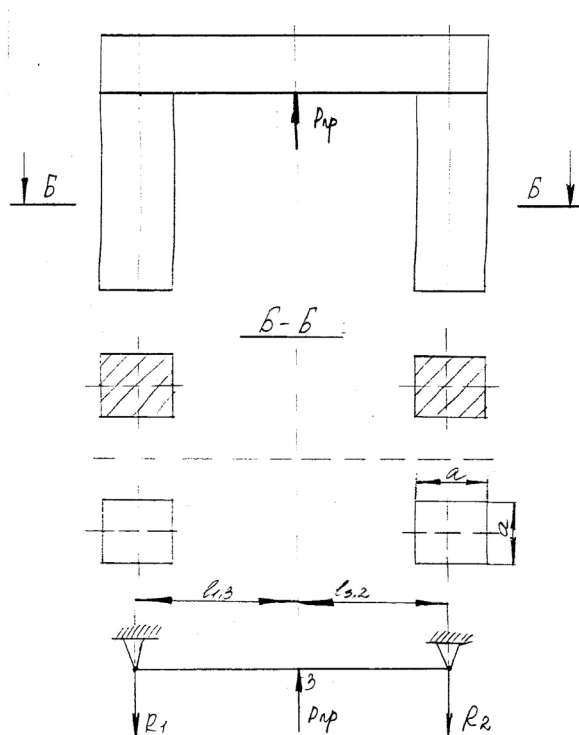


Рисунок 6.4 - Розрахункова схема колон важільного механізму пресування.

Бокові колони мають квадратний перетин. Колони закріплено на траверсі верхньої пресової плити зварюванням. Із схеми видно, що зусилля, яке діє на одну колону, дорівнює [17]:

$$R_1' = 0,5 \cdot R_1 \quad (6.11)$$

$$R_2' = 0,5 \cdot R_2 \quad (6.12)$$

де R_1, R_2 – реакції опор.

Виконавши перетворення отримаємо:

$$R_1 = R_2 = \frac{l_{1,3}}{l_{3,2}} \cdot P_{\text{пр}} \quad (6.13)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{1}{2} \cdot 2350000 = 1175000 \text{ Н}$$

Площа небезпечного перетину F_K :

$$F_K = a^2 \quad (6.14)$$

$$F_K = 25^2 = 625 \text{ см}^2$$

Зусилля на одну колону:

$$R' = 0,5 \cdot R_1 = 0,5 \cdot 1175000 = 587500 \text{ Н}$$

Таблиця 6.2. – Розрахунок на міцність механізму пресування

№ п/п	Параметр	Позначення	Формула або джерело	Розмірність	Значення
1	Зусилля, яке діє на одну колону	R_2' R_1'	$0,5 \cdot R_2$ $0,5 \cdot R_1$	Н	287500
2	Площа небезпечного перетину	F_K	a^2	см ²	625
3	Розтягуємо навантаження в колонні	ε_K	$\frac{R}{F_K}$	кгс/см ²	940
4	Матеріал креслення	–	Креслення	–	Сталь 45
5	Допустиме розтягнення при розтягненні II кат. навантаження	$[\varepsilon]_P^{ТАБЛ}$	[13]	кгс/см ²	1400
6	Коефіцієнти впливу абсолютних розмірів	ε	[14]	–	0,68

Допустима напруга:

$$[\varepsilon]_P = \varepsilon \cdot [\varepsilon]_P^{ТАБЛ} = 0,68 \cdot 1400 = 950 \text{ кгс/см}^2$$

Міцність колон автомата під час пресування забезпечується.

Висновки

В бакалаврській роботі виконано аналіз існуючих типів обладнання для отримання піщаноглинистих ливарних форм в опоках розміром 900×600 мм, розраховано основні конструкторсько-технологічні параметри робочого процесу пресового коліно-важільного автомата, виконаний розрахунок коефіцієнта підсилення важільного механізму, приведений розрахунок ресивера, елементів конструкції автомата-дозатора, клиноремінної передачі, привода, розраховано на міцність деталі і вузли механізму.

Також в роботі проведено математичне моделювання процесу роботи пневмоциліндра і розраховано час його спрацювання, виконаний.

Застосування пресового коліно-важільного автомату в ливарному виробництві забезпечує низку значних переваг, серед яких: висока якість отримуваних ливарних форм, значна продуктивність, низькі експлуатаційні витрати та зручність в обслуговуванні, а також гнучкість у застосуванні.

Зазначені фактори не тільки сприяють підвищенню ефективності виробничих процесів, але й забезпечують загальну економічну доцільність використання даного обладнання.

Крім того, в рамках бакалаврської роботи розроблено креслення загального виду та основних вузлів пресового коліно-важільного автомата. Це дозволяє не лише глибше зрозуміти принцип його функціонування, але й надає можливість візуально оцінити конструктивні особливості та потенційні аспекти його експлуатації.

Література

1. Перспективні технології, матеріали й обладнання в ливарному виробництві: матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції, 21–24 вересня 2021 р. / під заг. ред. А. М. Фесенка, М. А. Турчаніна. - Краматорськ: ДДМА, 2021. - 162 с.
2. Муляр, Ю. І. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина I: навчальний посібник / Ю. І. Муляр, С. В. Репінський. – Вінниця: ВНТУ, 2019. - 99 с.
3. Довнар Г. В. Оборудование литейных цехов: учебно-методическое пособие для практических занятий и курсового проектирования по дисциплине «Технологическое оборудование литейных цехов» / Г.В. Довнар. - Минск: БНТУ, 2011. - 135 с.
4. В. П. Сумцов. Устаткування ливарних цехів. - К.: ІСДО, 1993. - 552 с.
5. Аксенов П. Н. Оборудование литейных цехов. Учеб. пособие для машиностроительных вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1977. - 510 с.
6. Зайгеров І. Б. Обладнання ливарних цехів: [учбовий посібник для вузів зі спеціальності «Машини і технологія ливарного виробництва»]. – М.: Вища школа, 1980. - 368 с.
7. Горський А. Н. Розрахунок машин і механізмів автоматичних ліній ливарного виробництва. – М.: Машинобудування, 1978. - 551 с.
8. Г. Л. Атажанов, Т. С. Халимжанов. Технология литья. Учебное пособие. - Т.: «Fan va texnologiya», 2019. – 440 с.
9. Родоський М. С., Докучаєва В. Н., Лаптева В. Г. Наближений метод синтезу шарнірно-важільного підсилювального механізму формувального пресу; Аналіз і синтез механізмів АН СРСР - М.: «Наука», 1970. - 180 с.
10. Коновалова, С.О. Теплотехніка та теплоенергетика: курс лекцій для студентів металургійних спеціальностей. Ч. 1. Теплотехніка / С.О.Коновалова, А.П.Авдєєнко. – Краматорськ: ДДМА, 2009. - 300 с.
11. Глобин А.Н., Краснов И.Н. Г54 Дозаторы: монография / А.Н. Глобин, И.Н. Краснов. – Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2012. - 348 с.

12. Деталі машин: підручник / Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін. – К.: Агроосвіта, 2013. - 448 с.
13. Деталі машин і основи конструювання : конспект лекцій / укладач В.В. Стрелец – Суми: Сумський державний університет, 2022. - 150 с.
14. Гайдамака А. В. Г14 Деталі машин: підручник для студентів технічних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків: НТУ «ХП», 2022. - 316 с.
15. Беляєв Н. М. Опір матеріалів. – К.: Головна редакція фізико-математичної науки і літератури, вид. «Наука», 1976. - 608 с.
16. Шваб'юк В.І. Опір матеріалів: Підручник. – К.: Знання, 2016. - 400 с.
17. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Розрахунок і проектування деталей машин. Ч. 1. 2-ге вид. – Х.: Вища школа, вид-во при Харківському університеті, 1987. - 136 с.

ДОДАТКИ