

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

Розробка пресового обладнання на основі гідроштовхачів для
потреб легкої промисловості

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»
Шифр, назва
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Шифр, назва
Спеціалізація «Машини та апарати легкої промисловості»

Шифр БРМА 23.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 3 курсу
група МБс-20-2

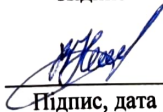


Підпис

Ткачук В.В.

Ініціали, прізвище

Керівник

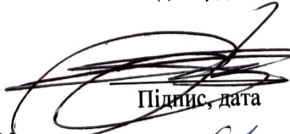


Підпис, дата

к.т.н., доц. Неймак В.С.

Ініціали, прізвище

Нормоконтролер



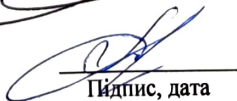
Підпис, дата

к.т.н. доц. Тишацук

Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

Зав. кафедри МАЕЕС



Підпис, дата

д.т.н., проф. Поліщук О.С.

Ініціали, прізвище

25. 06 2023 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

Освітній рівень бакалавр

Галузь знань 13 Механічна інженерія

Шифр і назва

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

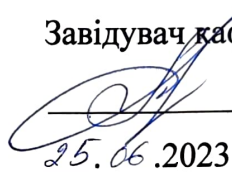
Шифр і назва

Спеціалізація Машини та апарати легкої промисловості

Освітня програма _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС



25.06.2023

ЗАВДАННЯ НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Ткачук Вадим Віталійович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Розробка пресового обладнання на основі гідроштовхачів для потреб легкої промисловості

керівник роботи Неймак Віталій Станіславович, к.т.н., доцент

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

Затверджено наказом ректора університету від 1 03 2023 р. № 5

2. Строк подання студентом роботи на кафедру 23.06.23р.

3. Вихідні дані до роботи технічні характеристики пресового обладнання

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

Вступ. 1. Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики бакалаврської роботи. 2. Розробка принципів схем пресового обладнання на базі гідроштовхачів. 3. Вибір методики розрахунку гідроштовхачів. Перелік джерел посилань.

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

1. Класифікація гідроштовхачів (ДО, А1). 2. Принципові схеми пресового обладнання на базі гідроштовхачів (ДІ, А1). 3 Залежність зміни зусилля від часу підйому для гідроштовхачів ТГМ-16 та ТГМ-25 (РР, А1). 4. Гідроштовхач (СК, А2). 5. Методика розрахунку гідроштовхача (РР, А2).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН


Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд та аналіз існуючих з технологічних та технічних рішень тематики бакалаврської роботи.		
2. Розробка принципів схем пресового обладнання на базі гідроштовхачів.		
3. Вибір методики розрахунку гідроштовхачів		
4. Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу		

Студент


Підпис

В.В. Ткачук
Ініціали, прізвище

Керівник роботи


Підпис

В.С. Неймак
Ініціали, прізвище

АНОТАЦІЯ

до бакалаврської кваліфікаційної роботи студента
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

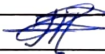
1. Прізвище, ім'я та по батькові Ткачук Вадим Віталійович

2. Тема бакалаврської роботи Розробка пресового обладнання на основі гідроштовхачів для потреб легкої промисловості

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента Миша В.В.
к.т.н., доцент

4. Об'єм бакалаврської роботи: креслень 4 арк., сторінок записки 75

5. Основні розділи розрахунково-пояснювальної записки:
Вступ. 1. Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики бакалаврської роботи. 2. Розробка принципів схем пресового обладнання на базі гідроштовхачів. 3. Вибір методики розрахунку гідроштовхачів.

Підпис студента 

"16" 06 2023 р.

РІШЕННЯ ЕК:

Протокол 1 від "29" 06 2023 р.

Оцінка проекту ЕК добре 4,0/5

Рекомендації ЕК Рекомендувати до виробництва у виробництво



Особливі відмітки _____

Технічний секретар 

"29" 06 2023 р.

Зміст

	Вступ	5
1	Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики бакалаврської роботи	8
1.1	Загальна класифікація гідроштовхачів	8
1.2	Переваги гідроштовхачів та застосування їх у промисловості	12
1.3	Огляд вітчизняних та зарубіжних конструкцій електрогідравлічних штовхачів	16
	Висновки до першого розділу	47
2	Розробка принципів схем пресового обладнання на базі гідроштовхачів	48
2.1	Застосування гідроштовхачів в якості приводу для гладильного пресового обладнання	48
2.2	Застосування гідроштовхачів в якості приводу преса для приклеювання підметок	51
	Висновки до другого розділу	54
3	Вибір методики розрахунку гідроштовхачів	55
3.1	Втрати енергії та ККД електрогідравлічного штовхача	55
3.2	Втрати гідравлічного гальмування	70
	Висновки до третього розділу	72
	Загальні висновки	73
	Перелік джерел посилання	74
	Додаток А	

БРМА 23.00.00.000 ПЗ				
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
Виконав		Ткачук В.В.		
Перевір.		Неймак В.С.		
Н.контр.				
Затвер.		Поліщук О.С.		
Розробка пресового обладнання на основі гідроштовхачів для потреб легкої промисловості				
			Літера	Арквщ
			4	75
ХНУ, гр.МБс-20-2				

Вступ

У сучасній легкій промисловості спостерігається тенденція до створення великої кількості малих і середніх підприємств, де немає потреби в потужному і, відповідно, енерговитратному пресовому обладнанні. Переважно використовуються електромеханічні, гідравлічні або пневматичні приводи. Крім достоїнств, цей прилад має ряд недоліків: висока вартість, громіздкість, низька ефективність. Наприклад, на малих і середніх підприємствах при виконанні операцій технологічного штампування і перфорації, особливо при обробці дрібних деталей верху взуття, потрібно не таке велике зусилля (450–1000 кН), як на звичайних пресах.

Сучасний рівень оснащення підприємств легкої промисловості показав, що актуальною є проблема створення такого пресового обладнання, яке відрізнятиметься з одного боку: простотою, надійністю, універсальністю; з іншого боку: відносно низькі витрати.

В останні роки широкий розвиток і застосування систем автоматичного контролю і регулювання призвело до появи автономних приводів як обертального, так і поступального рухів, які використовуються як виконавчі механізми.

Такі механізми з обертальним рухом виконавчого органу детально описані у вітчизняній та зарубіжній літературі.

Менш відомі так звані штовхачі, які являють собою комбінацію двигуна і передавального механізму, тобто автономний, переважно конструктивно компактний привід з поступальним рухом робочого органу.

Світова практика розробки та виробництва ручок пропонує різноманітні рішення в цій області. Всі типи двигунів широко використовуються в різних областях техніки, але найбільший розвиток

									Арк.
									5
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

отримали електрогідродинамічні двигуни, надалі електрогідралічні двигуни.

Комбінація гідронасоса з поршнем дозволяє вибрати в якості приводу електродвигун з відносно невеликою потужністю і крутним моментом, домагаючись при цьому істотно збільшеної спрямованої сили.

Перша конструкція електрогідралічної засувки була розроблена в США в 1928 році і отримала назву Trustor. У Німеччині в 1930 році компанія AEG за американським патентом почала виробляти ще один електрогідралічний двигун під назвою Eldro. До 1940 року Англія, Франція, Італія, Швейцарія та інші країни освоїли масове виробництво штовхачів. Промислове виробництво електрогідралічних двигунів почалося в Радянському Союзі в 1954 році.

Перспективним виглядає використання гідромоторів як приводу прасувальних систем. Висновок базується як на вимогах до пресового обладнання легкої промисловості, так і на можливостях гідралічних пресів.

Основна вимога до прес-прасувального обладнання - забезпечення питомого тиску 0,15-1,5 кгс/см² протягом 10-45 секунд.

Сучасні гідралічні штовхачі здатні задовольнити вимоги як тиску, так і часу пресування, забезпечуючи при цьому ряд суттєвих переваг перед іншими поршнево-поступальними механізмами (низька чутливість до перевантажень, низький вміст кольорових металів, плавність роботи, відносно високий ККД). (0,15 – 0,5), економічність за енерговитратами). Встановлення гідралічного штовхача на звичайний гідралічний прасувальний прес не потребує установки гідробака та трубопроводу.

Задачі бакалаврської роботи:

1. Аналіз і встановлення умов використання гідроштовхачів на пресовому обладнанні машин легкої промисловості.
2. Розробка конструкції преса на базі гідроштовхача.

									Арк.
									6
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

3. Розробка математичної моделі для преса при виконанні певного технологічного процесу.

4. Оцінка параметрів пресового обладнання з метою оптимізації режимів виконання технологічного процесу.

						Арк.
						7
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З ТЕМАТИКИ БАКАЛАВРСЬКОЇ РОБОТИ

1.1 Загальна класифікація штовхачів

Штовхачі являють собою комбінацію двигуна і передавального механізму, тобто автономний, переважно конструктивно компактний привід з поступальним рухом робочого органу.

Світова практика розробки та виробництва ручок пропонує різноманітні рішення в цій області. Крім того, всі відомі приклади рішень можна об'єднати загальною класифікацією [БРМА 23.00.00.000ДИ2].

Класифікація силових установок заснована на їх підрозділі за типом використовуваних в них двигунів і трансмісій. Усі ручки діляться на такі типи: ручки з електродвигуном, ручки з електромагнітним двигуном (магнітом або якорем) і ручки з ротаційним пневматичним двигуном.

Наступний рівень класифікації поділяє штовхачі за типом трансмісії.

Всі перераховані типи двигунів широко використовуються в різних галузях техніки, але найбільший розвиток отримали електрогідродинамічні двигуни, надалі електрогідролічні двигуни.

Електрогідролічний штовхач - це самостійний механізм, що складається з відцентрового насоса, що приводиться в дію від електродвигуна малої потужності, і поршневої групи, з'єднаної з важільною системою. У цьому пристрої електрична енергія перетворюється в механічну енергію штовхача, що рухається прямолінійно[15].

Нормальним робочим положенням повзуна є вертикальне положення штоком вгору, що зумовлено верхнім розміщенням об'єму повітряного балансу[1].

Вітчизняна промисловість випускає одно- і багатострижневі засувки. На малюнку 2.1 показаний один із варіантів одношатунного штовхача у

									Арк.
									8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

вимкненому двигуні з опущеним поршнем. Штовхач складається із зануреного в робоче середовище електродвигуна 6, корпусу 1, відцентрового насоса 5, поршня 4 зі штоком 3 і внутрішнього циліндра 2. Роторне колесо насоса з одностороннім всмоктуванням кріпиться до валу ротора електродвигуна 6. При включеному двигуні обертове робоче колесо створює надлишковий тиск рідини під поршнем 4[15].

Під дією цього тиску поршень зі штоком рухається вгору. Оскільки корпус заповнений робочою рідиною, то при підйомі поршня рідина надходить із надпоршневого простору через канали між циліндром 2 і корпусом 1 у нижню частину насоса 5 (на рис. 1.1 напрям рідини). рух позначено стрілками). Роторне колесо має радіальні лопатки, які забезпечують незалежність створюваного насосом тиску від напрямку обертання двигуна. При виключенні електродвигуна роторне колесо зупиняється, надлишковий тиск рідини зникає, а поршень під дією зовнішнього навантаження і власної ваги опускається в нижнє положення. При цьому рідина надходить під поршень через роторне колесо в порожнину [15].

над поршнем У нормальному режимі роботи штовхач заповнений робочою рідиною до рівня горловини верхнього заливного отвору. В якості робочої рідини використовується масло АМГ-10 або трансформаторне масло, спеціальні рідини ПМС-20 і ПМС-271 [2] для роботи при температурах до мінус 60 °С.

Електрогідравлічні штовхачі нечутливі до механічних перевантажень. Якщо зовнішнє навантаження перевищує його вантажопідйомність, поршень штовхача зупиняється під час роботи насоса. Водночас потужність струму в обмотці двигуна, як і напруга в наполегливих елементах, не зростає. Хід штовхача можна обмежувати за бажанням як вгору, так і вниз, без зміни ходу в результаті сили та додаткових витрат енергії чи нагріву обмотки двигуна.

									Арк.
									9
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

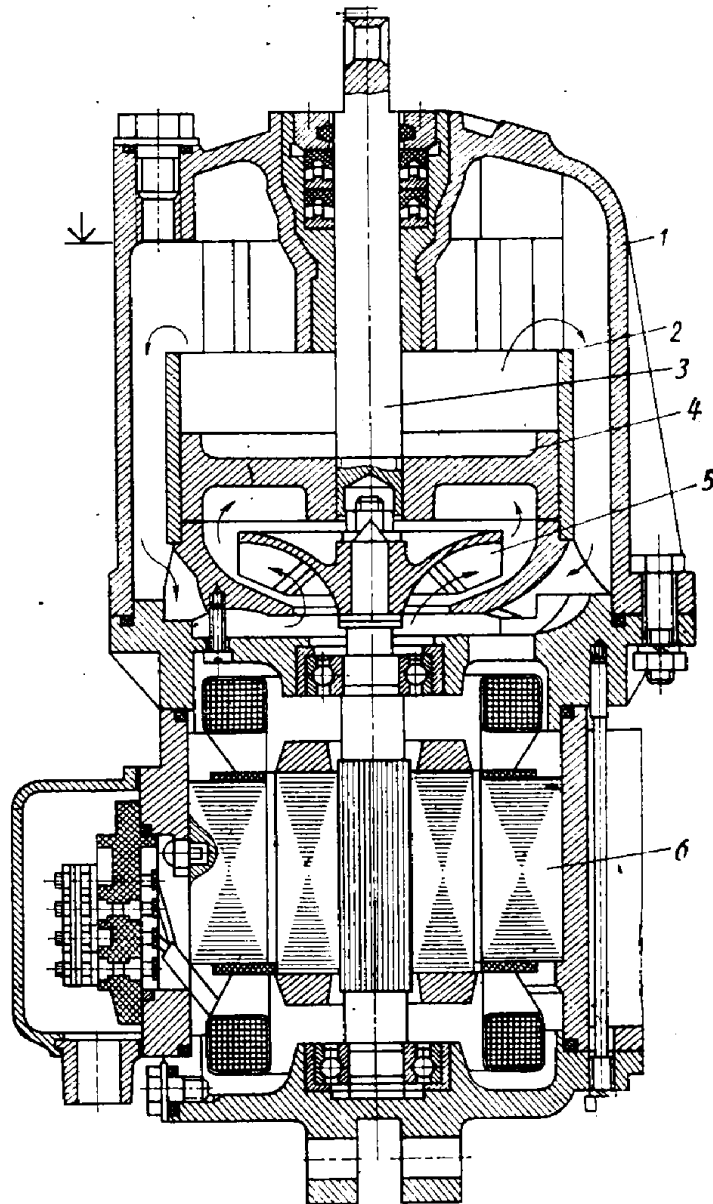


Рисунок 1.1 – Електрогідравлічний штовхач типу ТЕГ

Великою перевагою електрогідравлічних штовхачів перед електромагнітами є плавність роботи пристрою та можливість високої частоти перемикань (в залежності від типорозміру штовхача становить 720 - 2000 1/год); висока зносостійкість опорних елементів; легке поводження; різке падіння пускових струмів. Деякі конструкції штовхача оснащені регулюючими клапанами, що дозволяють змінювати час підйому і опускання поршня в широких межах. На тривалість ходу упорного поршня впливають

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

не тільки розміри вихідних отворів робочого середовища, а й навантаження на шток: чим більше зовнішнє навантаження, тим більше тривалість ходу і менше час опускання. (Рисунок 1.2) [15].

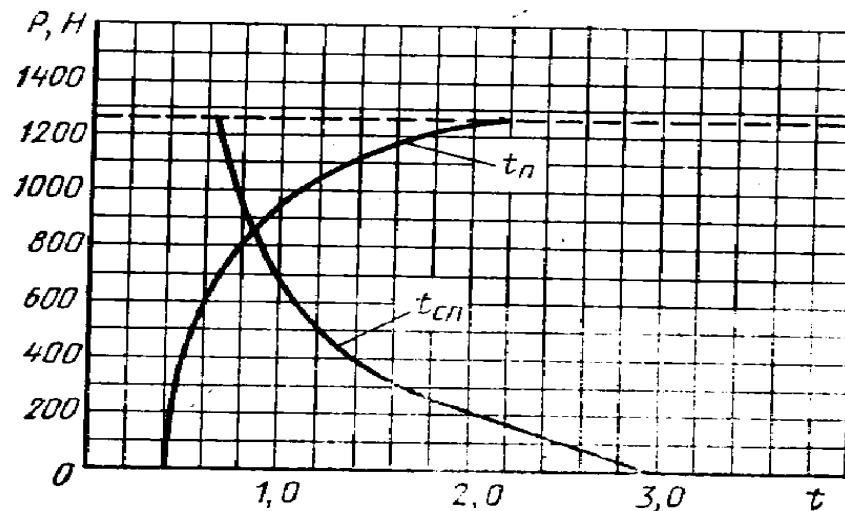


Рисунок 1.2 – Залежність часу підйому t_p та спуску $t_{сп}$ поршня штовхача від зовнішнього навантаження P

Електрогідравлічні засувки також мають деякі недоліки. Тому наявність робочої рідини в корпусі вимагає герметизації, що викликає незручності в експлуатації, особливо при низьких температурах. Конструкція повзуна досить складна і вимагає високої точності виготовлення для забезпечення надійної роботи, що призводить до більших витрат. Штовхачі вітчизняного виробництва можуть працювати тільки у вертикальному положенні - відхилення від вертикалі не повинно перевищувати 150 , що обумовлено верхнім розміщенням балансувального об'єму. Зі збільшенням кута відхилення повітря цілісність потоку рідини порушується, робота зусилля на штоку зменшується, а час ходу поршня збільшується [15].

У звичайних конструкціях електрогідравлічних штовхачів надлишковий тиск робочого середовища не повинен перевищувати $0,1$ МПа з метою

запобігання піноутворення при зворотному ході поршня. Проте є конструкції, де тиск рідини значно вищий (0,7–1,5 МПа), що дозволяє створювати невеликі пристрої, які діють на стрижень із великим зусиллям [15].

1.2 Переваги гідроштовхачів та застосування їх у промисловості

Вирішуючи різноманітні задачі машинобудування, виходячи з принципу дії та конструкції, було створено багато різних типів підйомних приводів. Найбільшою популярністю користувалися електромагніти, оскільки вони найпростіші за конструкцією.

Для роботи у складних умовах, що вимагали довгого ходу, великих зусиль і високої частоти активації, використовувалися інші форми електрично керованого обладнання, наприклад центральні насосні станції, які приводилися в дію від електродвигунів, і вони рухали поршні під тиском рідини; Відцентрові передачі або механічні засоби, з'єднані з електродвигуном. Однак до останніх зазвичай відносяться редуктори з передавальним механізмом перетворення обертального руху в поступальний, а також складні обмежувальні та реверсивні системи.

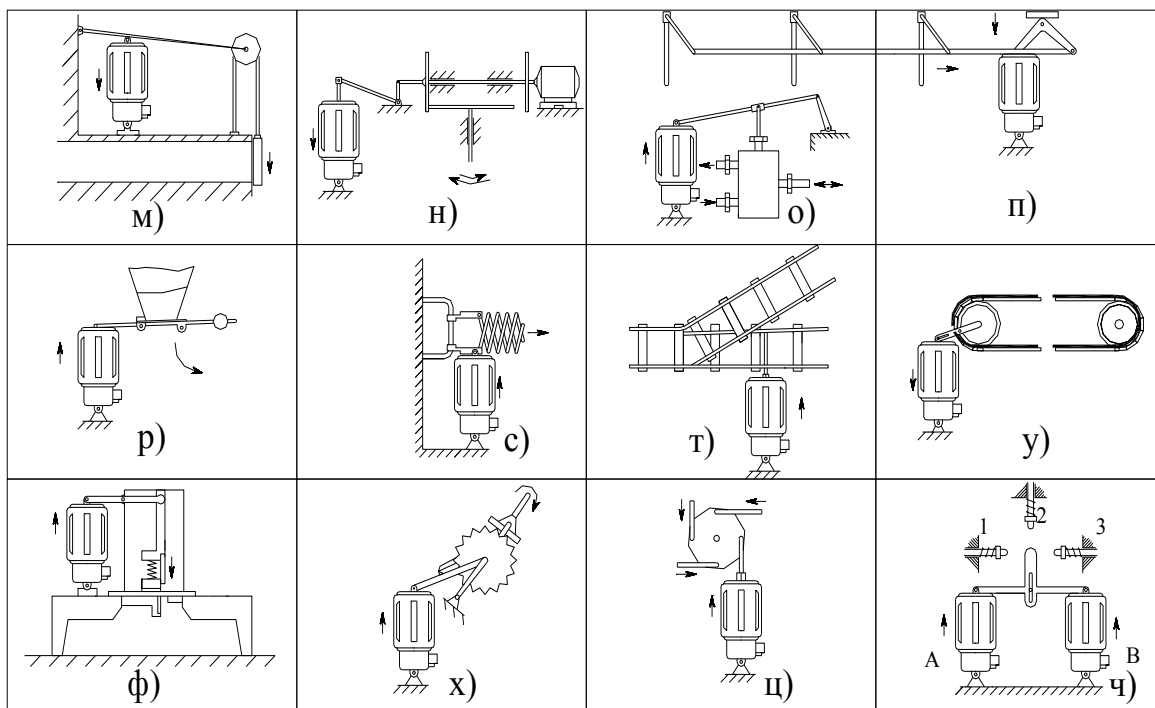
З появою електродвигунів електромагніти та інші поршнево-поступальні механізми поступово витісняються першими завдяки ряду їхніх істотних переваг. За рахунок використання штовхачів досягається значна економія електроенергії, чорних і кольорових металів. При роботі з ЕГШ сильно знижуються пускові струми. Таким чином, струм перемикання гальмівного електромагніту з ККД 350 кГн·см у 50 разів більший, ніж електродвигуна штовхача з таким же ККД. Тому використання ЕГШ дозволяє забезпечити велику кількість включень при роботі в досить складному режимі.

									Арк.
									12
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

Електрогідравличні салазки менш чутливі до перевантажень. Це особливо важливо, коли непередбачуваний механічний опір виникає в пристроях із приводом повзунка. Електромагнітні котушки в таких випадках зазвичай перегорають через короткий час через великий струм при неповністю втягнутому якорі. Потужність, споживана електрогідравличним штовхачем, не залежить від положення поршня і величини зовнішнього зусилля на шток. Вона залишається незмінною навіть тоді, коли сила, що розвивається поршнем, недостатня для підняття штока з прикладеним навантаженням. Недоліком гідроштовхачів є відносно довгий зворотний хід штока, тобто час повернення після від'єднання.

Всі перераховані вище переваги ЕГШ зумовили його широке застосування в різних галузях промисловості.

Деякі приклади використання ЕГШ показані на рисунку 1.3.



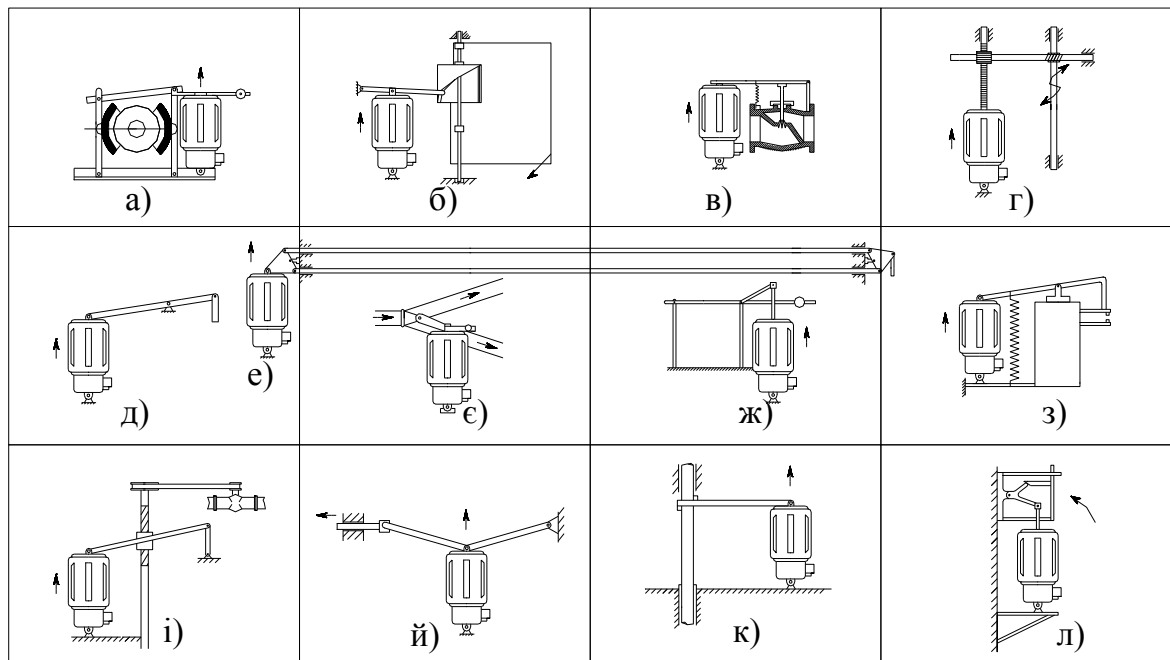


Рисунок 1.3 – Приклади застосування гідроштовхачів у промисловості

а – відпускання колодкового гальма; б - обертальний рух, що створюється штовхачем за допомогою циліндричного кулачка; в – дистанційне керування різними клапанами; д- створення обертового руху великим моментом; г – зміна зусилля і ходу штовхача за допомогою важеля; е - передача руху у віддалену точку, недоступну або небезпечну для штовхача, наприклад до системи керування в теплових трубах, запиленому чи радіоактивному середовищі тощо; ж - створення штовхачем-обмеженого обертального руху двоканальної затворної системи в газо- та гідропроводах; з - закриття шлагбаума; и - забивання контактної точки зварювального електрода; і - перетворення поступального руху в швидкий обертний рух за допомогою гвинта і гайки для створення декількох обертів при управлінні клапаном; й - генерувати горизонтальний рух із значно збільшеним зусиллям, наприклад, для пресування монет, брикетування тощо; к - переривчастий підйом труби зі свердловини; л - дистанційне керування потужним

автоматичним вимикачем; m - багаторазове збільшення ходу повзуна, що використовується для відкриття топки; n - керування фрикційним механізмом, який перетворює обертовий рух електродвигуна в реверсивний; o, n – одночасне дистанційне керування декількома клапанами; p – відкриття заслінки бункера для вивантаження; в – перетворення вертикального руху повзуна в повторний вертикальний хід за допомогою шарнірних стулок, які використовуються для переміщення виробів, відкривання воріт, дверей, люків тощо; t – перенесення стрілочних переводів; у - періодичний переривчастий рух конвеєрної стрічки; ф – малопотужний механічний привід ножиць; х - створення уповільненого обертового руху шляхом повороту приводного вала на певний кут; ö – поділ і зміна напрямку тяги за допомогою тремеля; w - Використання двох ЕГШ для послідовного керування трьома клапанами. При включеному штовхачі А штовхається клапан 3, при включеному штовхачі В відкривається клапан 1, при включених обох штовхачах робоче зусилля передається на клапан 2.

1.3 Огляд вітчизняних та зарубіжних конструкцій електрогідравлічних штовхачів

1.3.1 Огляд вітчизняних конструкцій електрогідравлічних штовхачів

В даний час на озброєнні знаходяться три типорозмірні серії ЕГШ: двосторонні затвори шахтних механізмів (серія ЕГП), двосторонні затвори кранових гальм (серія Т) і односторонні затвори (серії ТЕГ і ТГ). Основні технічні дані цих клапанів наведені в таблиці 1.1.

Штовхачі серії ЕНР призначені для використання у вугільній промисловості. Це вибухозахищені двошатунні ЕГШ з перепуском робочого тіла через поршень, з електродвигуном і насосом, встановленими на циліндрі. Турбінне колесо відцентрового насоса має тангенціально

									Арк.
									15
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

розташовані лопаті, що значно підвищує ККД насоса, але робить пристрій неререверсивним, що обмежує область його використання. Штовхачі ЕГП широко використовуються для обслуговування різних шахтних механізмів. Застосовуються для керування приводними гальмами, посадочними кулаками шахтних клітей, для закриття та відводу потоку породи, що стікає з бункера в контейнер, на робочих гальмах лебідок Tetragon, на вузлах зміни кареток у клітях та для автоматизації ряду інших процесів.

Електрогідравлічні двигуни серії Т подібні до описаних вище гідравлічних двигунів ЕНР. Призначені для приводу гальм підйомно-транспортних засобів і засобів різної механізації.

Електрогідравлічні одноштокові засувки ТЕГ і ТГ із зануреними в робоче середовище електродвигунами мають значно менші габарити і масу та оснащені пристроєм регулювання швидкості руху поршня [14].

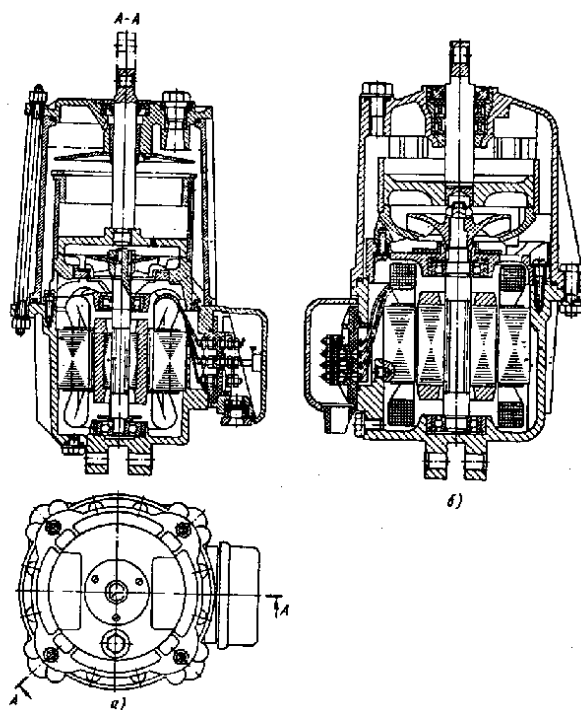
Штовхач - пристрій, нечутливий до механічних перевантажень: коли зовнішнє навантаження перевищує його вантажопідйомність, поршень залишається на місці, а насос продовжує працювати, створюючи нормальний робочий тиск рідини під поршнем. При цьому споживана двигуном потужність не збільшується, як і навантаження на елементи штовхача. Хід шатуна може бути обмежений за потреби, як у напрямку підйому, так і в опусканні, без зміни підйомної сили та без додаткових витрат енергії. Коли поршень досягає верхнього положення і припиняє рух, втрати потужності зменшуються приблизно на 50%, а тиск робочого середовища досягає максимального значення, яке приблизно на 20-30% перевищує номінальне значення. Це істотно розвантажує двигун, який працює з нерухомим поршнем, що дозволяє використовувати штовхачі в режимі тривалого утримання (ТВ до 100%).

Головною перевагою засувки є мінімальна потреба в ущільнювачах: лише кришки мають ущільнення для захисту від проникнення пилу.

									Арк.
									16
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

Конструкція однострижневих засувок серій ТГМ і ТЕГ наведена на рисунку 1.4.

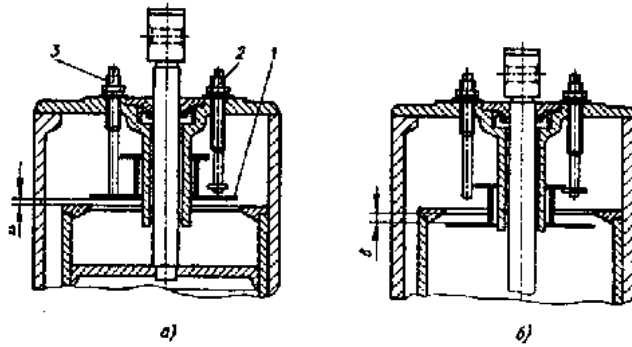
Крім звичайного виконання штовхачі серії ТГМ мають також виконання з регулюванням часу руху поршня в обох напрямках. Для цього в конструкції штовхача передбачена спеціальна дросельна заслінка 1 (рисунок 1.5), яка змінює переріз каналів, по яких тече масло. Час ходу поршня регулюється гвинтом 3, який обмежує зазор D ; час опускання поршня - гвинт 2, що обмежує зазор b . Переміщення клапана з одного крайнього положення в інше забезпечується тиском масла. Якщо необхідно досягти мінімального часу спрацьовування в обох напрямках, дросель фіксують гвинтом 2 у верхньому положенні, а гвинт 3 також регулюють у верхньому положенні.



а – серії ТГМ-25; б – серії ТЕГ-16М

Рисунок 1.4 – Одноштокові штовхачі

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата



вверх (а) та вниз (б)

Рисунок 1.5 – Положення дросельного клапана при ході поршня

При відповідному налаштуванні клапана час руху золотника в обох напрямках може в десять разів перевищувати номінальний час спрацьовування.

Двостержневі двигуни серії Т-160Б (рисунок 1.6) складаються в основному з тих же частин, що і одностержневі двигуни, але мають фланцевий короткозамкнений електродвигун, розташований у верхній частині корпусу. Два штока з'єднані з поршнем, що проходить через верхню кришку штовхача, тому між ними розташований електродвигун. Для з'єднання з підйомною системою гальм тяги з'єднані поперечною планкою з отворами. Така конструкція дозволяє використовувати в штовхачі звичайний фланцевий електродвигун, при цьому не висуваються особливі вимоги до електричних властивостей як ізоляції електродвигуна, так і робочого середовища штовхача. Штовхач необхідно заземлити за допомогою 1-2 гвинтів на корпусі.

Засувки електрогідравлічні виготовляються загальнопромислового, тропічного, північного (для роботи в зонах холодного клімату), морського та вибухозахищеного типів. Штовхачі в загальнопромисловому і тропічному виконанні можуть працювати при температурі навколишнього повітря від мінус 40 до плюс 50 °С і відносній вологості повітря не більше

95%, а в північному виконанні – при температурі навколишнього середовища від мінус 60 до плюс 500 °С. Штовхачі в тропічному виконанні призначені для використання в країнах із сухим і вологим тропічним кліматом, у відкритих виробничих приміщеннях і під навісами, на закритих транспортних засобах і не розраховані на вплив сонячної радіації та дощу. Вони розраховані на роботу при розрахунковій температурі навколишнього середовища плюс 450°С і відносній вологості повітря не більше 95%. Дані штовхачі виготовляються відповідно до вимог загальних технічних умов на виготовлення машин, апаратів і установок, що постачаються в країни з тропічним кліматом і характеризуються більш стійким фарбуванням і оцинковкою деталей.

Штовхачі в морському виконанні мають сталевий корпус, обмотка статора електродвигуна композитна. Призначені для роботи в умовах підвищеної вібрації, ударів, вологості та температури.

									Арк.
									19
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

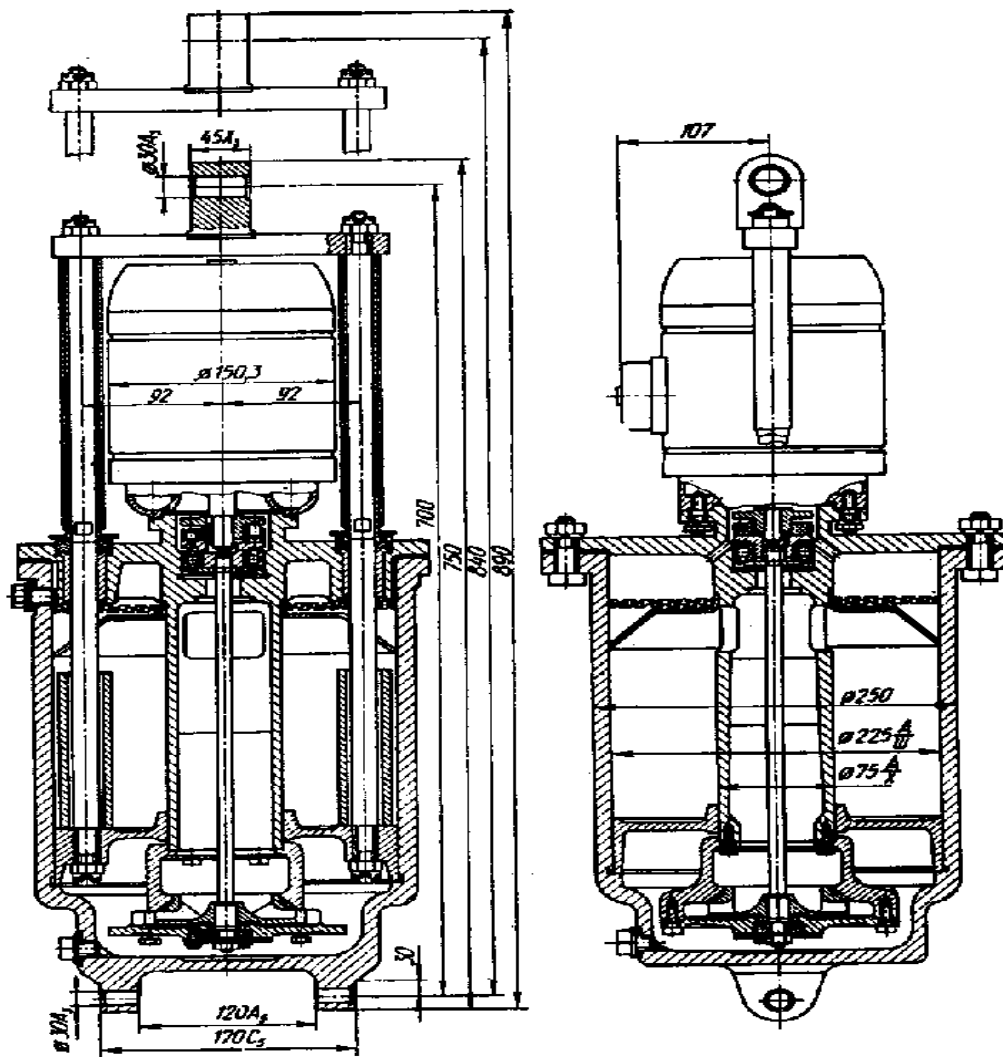


Рисунок 1.6 – Двоштоковий штовхач серії Т-160Б

Слід зазначити, що штовхачі не можна використовувати для роботи в середовищі з агресивними газами і парами, які руйнують метали, прокладки та ізоляцію, а також у вибухонебезпечному середовищі. В останньому випадку доцільним є використання електрогідравлічних штовхачів у спеціальному вибухозахищеному або вибухозахищеному виконанні. Це ручки ТЕГ-300 і ТЕГ-600. Вони мають спеціальну конструкцію кабельного вводу і клемної колодки і можуть використовуватися для дистанційного і автоматичного керування механізмами у вугільних шахтах і небезпечних приміщеннях хімічної

промисловості. Для роботи на змінному струмі в повзунах використовуються швидкохідні електродвигуни з короткозамкненим ротором. Ці двигуни можуть працювати на високому робочому циклі при будь-якому робочому циклі без перегріву. Для роботи на постійному струмі використовуються серійні двигуни зі стабілізуючими шунтовими обмотками. Термін служби колекторних щіток таких двигунів становить 500-800 годин при безперервній роботі штовхачів в залежності від розміру і стану навколишнього середовища. Штовхачі з приводом від електродвигунів постійного струму не мають широкого застосування через меншу надійність; Найпоширенішими стали двигуни, що працюють від двигунів змінного струму.

У звичайних конструкціях електрогідравлічних штовхачів надлишковий тиск робочого середовища (масла) не перевищує 1 кгс/см², щоб уникнути спінювання при зворотному ході поршня. Однак є депресори, де тиск рідини становить 1,5-1,75 і навіть до 5 кгс/см² (ці конструкції не розраховані на велику кількість включень). Оскільки рухомі частини штовхача рухаються в маслі, їх знос незначний.

Вибір електрогідравлічних направляючих базується на їх технічних характеристиках. Зазвичай робочий хід під час регулювання гальма має становити приблизно 2/3 від максимального ходу, зазначеного в таблиці технічних даних. При цьому 1/3 ходу відводиться для компенсації зносу фрикційних накладок і компенсації зазорів в шарнірах і пружності елементів гальмівно-підйомної системи.

Коефіцієнт запасу штовхачів по відношенню до підйомної сили становить приблизно 1,15-1,3, тобто вони фактично розвивають силу на 15-30% більше, ніж номінальна сила. Час опускання поршня, наведений у таблиці 2.2, відповідає нагрітому стану циліндра, а час підйому відповідає температурі неробочого циліндра при номінальному навантаженні,

									Арк.
									21
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

максимальному ході та допустимій межі коливань напруги в мережі (тобто від плюс 5 до мінус 15% від номінальної напруги). Падіння напруги призводить до збільшення часу наростання і зменшення часу опускання поршня.

Штовхачі призначені для роботи в багаторазово короткочасному режимі з ТВ 15, 25, 40 і 60%. З телевизором 60%, ручки забезпечують частоту перемикань до 720 на годину, зі значеннями телевизора нижче 60% частоту перемикань можна трохи збільшити за погодженням з виробником. Крім того, ручки можна використовувати на 100% у безперервній роботі з телевизором, при цьому частота перемикань не повинна перевищувати 100 разів на годину. Штовхачі ТЕГ-16М і ТЕГ-25 допускають тривалу роботу тільки при температурі навколишнього середовища не вище плюс 300 °С. Межа допустимої частоти включення і режиму роботи при відповідній температурі навколишнього середовища визначається граничною температурою робочого середовища, яка не повинна перевищуватися при найбільш несприятливих умовах плюс 100° С.

Штовхачі можна використовувати і при числі включень більш зазначених у технічних характеристиках при відповідно, меншому ході поршня. Допустиме число включень у годину в цьому випадку визначається виходячи з дійсного значення ТВ%, і дійсних значень часу підйому $t_{\text{п}}$ і опускання поршня $\tau_{\text{оп}}$ по залежності

$$z = \frac{3400 \left(1 - \frac{\text{ТВ}\%}{100} \right)}{\tau_{\text{п}} - 0,3\tau_{\text{оп}}} \quad (1.1)$$

Для потужності 25 кгс випускаються два силових агрегати: ТЭГ-25 і ТГМ-25, що відрізняються габаритними розмірами і вагою.

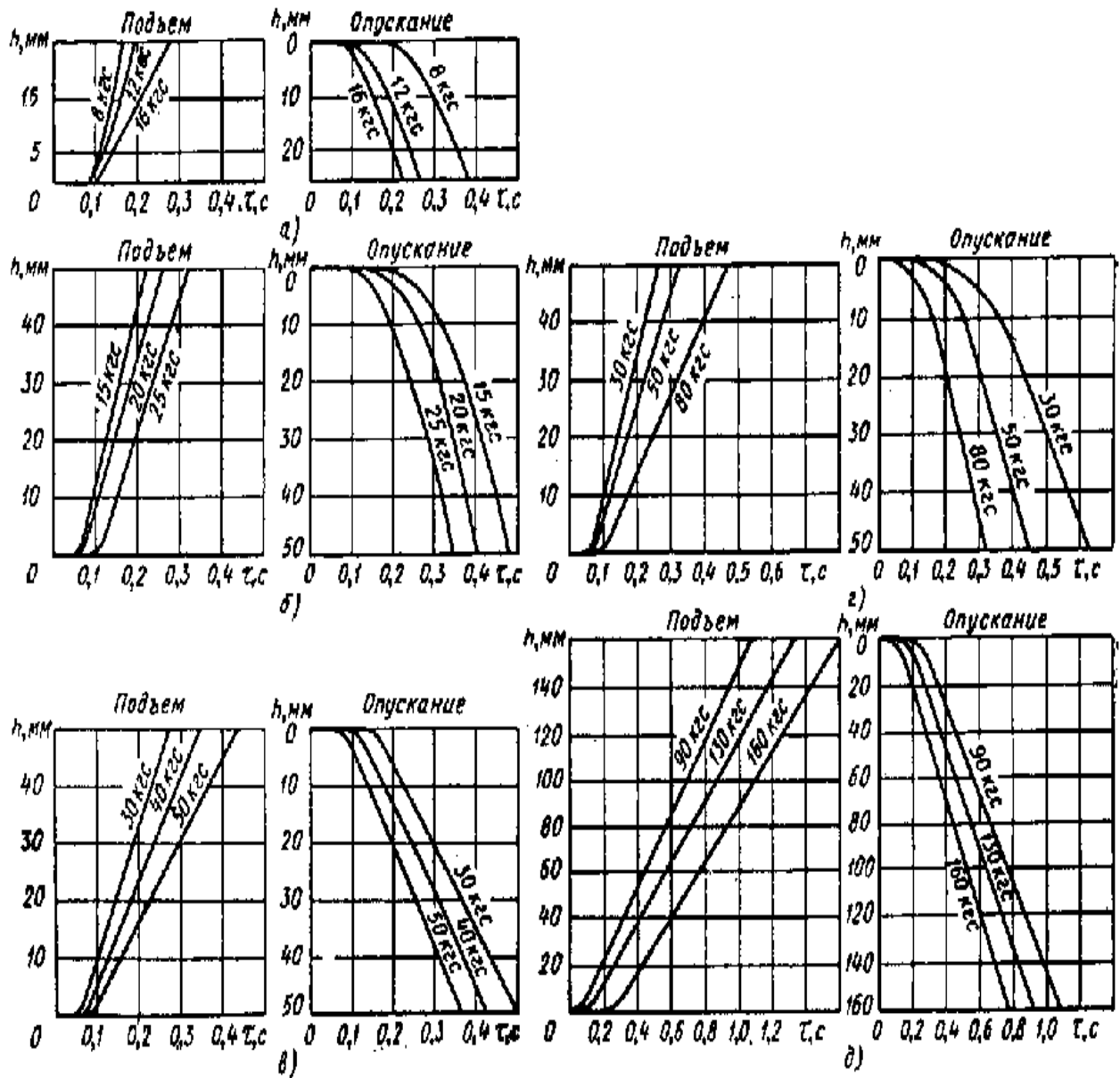
						Арк.
						22
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Штовхач ТЕГ-25 слід використовувати при ТВ менше 60%. При значенні ТВ 60% і більше слід використовувати штовхач ТГМ-25.

Корпус штовхачів виготовлений з алюмінієвого сплаву. З'єднання корпусу ущільнені маслостійкими гумовими кільцями, вал ущільнений гумовою втулкою, яка запресована через ніпель. Нормальним робочим положенням штовхача є його вертикальна установка штоком вгору, що визначається верхнім положенням об'єму повітряного балансу. Відхилення від вертикалі не повинно перевищувати 150. При великих кутах відхилення робоче середовище змішується з повітрям балансувального об'єму, що призводить до зменшення робочого зусилля на шток і збільшення часу підйому штока.

Час підйому та опускання штовхача залежить від навантаження P на шток і ходу. Із збільшенням зовнішнього навантаження час підйому стрижня збільшується, а час падіння зменшується. І навпаки, коли навантаження зменшується, час підйому скорочується, а час падіння подовжується (рис. 1.7). На час руху поршня також впливає температура робочого середовища.

Хід напорного поршня починається дещо пізніше, ніж при подачі напруги живлення на напорний двигун. За цей час електродвигун штовхача повинен розігнатися до швидкості, яка забезпечить створення необхідного тиску робочого середовища, і тільки після досягнення необхідного тиску, достатнього для подолання зовнішнього навантаження і сил тертя при переміщенні штока і поршень і опір потоку через канали починає рух поршня



а – ТГМ-16; б – ТГМ-25; в - ТГМ-50; г - ТГМ-80; д - ТГМ-160

Рисунок 1.7 – Залежність часу τ підйому та опускання поршня штовхачів серії ТГМ від величини ходу h та навантаження

Гідравлічні опори, в свою чергу, залежать від витрати масла і його в'язкості. Практично рух поршня починається через 0,05-0,2 секунди після пуску тяги двигуна. Час ходу поршня залежить від подачі насоса

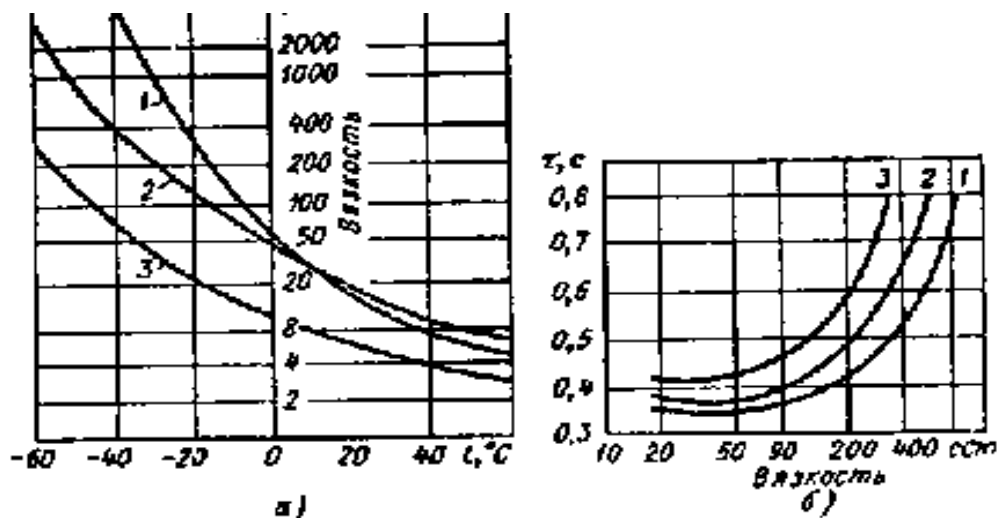
(визначається геометричними розмірами і частотою обертання дуття) і зовнішнього навантаження на штовхач.

1.3.2 Робочі рідини для електрогідравлічних штовхачів

Залежно від того, занурена обмотка електродвигуна в робоче середовище чи ні, до неї пред'являються різні вимоги. При зануренні тягового двигуна в рідину він також виконує функцію діелектрика, що одночасно покращує охолодження обмоток. В якості робочих рідин найчастіше використовуються такі масла і рідини:

Температура навколишнього середовища	Робоча рідина
Від мінус 15 до плюс 50° С	Трансформаторне масло (ДСТ 982—56)
Від мінус 25 до плюс 20° С	Масло АМГ-10 (ДСТ 6794—53)
Від мінус 60 до плюс 20° С....	Рідина ПГ-271А (ВТУ НП 166—64) чи ПМС-20 (МРТУ 6ЕУ-230—61)

Масло в електрогідравлічному золотнику може працювати дуже довго без заміни, якщо ущільнювачі штока справні, але для зменшення зносу елементів золотника масло слід міняти не рідше ніж кожні 8-10 місяців. У клапанів з маслonaповненим електродвигуном рівень і якість масла слід перевіряти кожні 3-4 місяці, оскільки в цих конструкціях хімічні та електрофізичні параметри масла змінюються швидше.



1 – трансформаторного масла; 2 – масла АМГ-10; 3 – рідини ПГ-271А
 Рисунок 1.8 – Вплив температури t на в'язкість робочої рідини (а) та зміни в'язкості на час τ підйому поршня штовхача

Зміна в'язкості зі зміною температури рідини впливає на час ходу напольгивого поршня (рисунок 1.8). Так, якщо штовхач ТГМ-50 заповнений трансформаторним маслом, а температура навколишнього середовища мінус 15С, то час наростання збільшиться при першому пуску, тобто коли робота відцентрового насоса ще не відбулася в температура рідини і зниження її в'язкості не більше 0,65 с, а для штовхача ТГМ-80 - не більше 0,8 с.

1.3.3 Закордонні конструкції електрогідравлічних штовхачів

Електрогідравлічні штовхачі знайшли широке поширення за кордоном як приводи гальм та інших пристроїв. Відома велика кількість видів одно- і двострижневих гірок. У середині циліндра двошатунного штовхача знаходиться відцентровий насос і поршень з двома штоками, які виступають назовні через кришку штовхача. Робоче колесо відцентрового насоса з'єднується або з валом електродвигуна фланцевого типу, встановленим на кришці штовхача (рисунок 1.9), або з валом електродвигуна спеціальної конструкції, виготовленого разом з кришкою (рисунок 1.9).

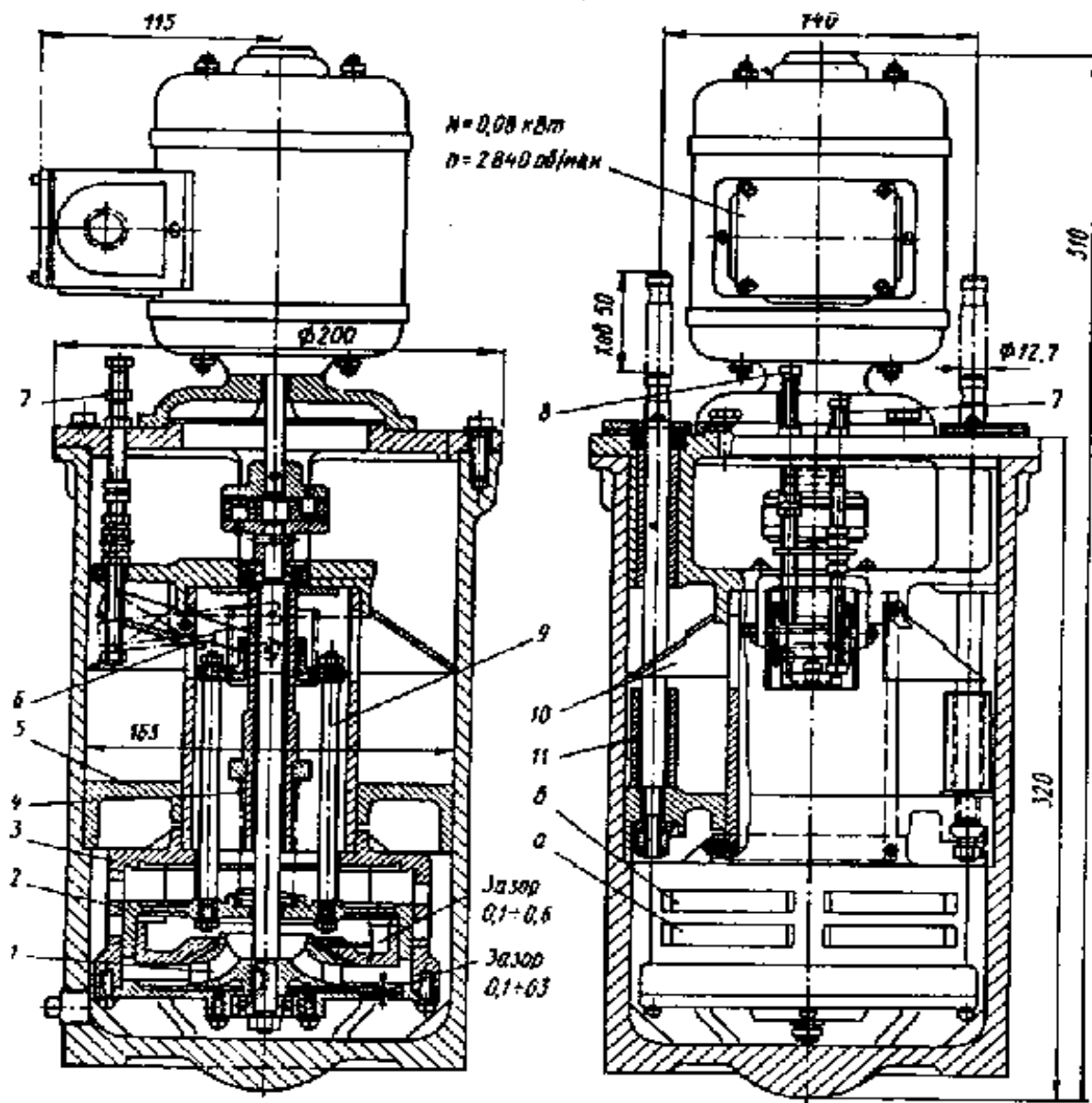


Рисунок 1.9 – Електрогідравлічний штовхач фірми General Electric з насосом, встановленим у циліндрі

Залежно від розташування насоса в ковзані і з'єднання двигуна з валом відцентрового насоса розрізняють два принципово різних типи ковзана. У конструкції компанії АЕГ насос становить одне ціле з поршнем і рухається разом з ним під час роботи штовхача, а з'єднання валу крильчатки з валом двигуна ковзне (найчастіше це телескопічне з'єднання). бронзовий

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

квадратний вал насоса з порожнистим валом двигуна, показаним на малюнку 1.10). У конструкції General Electric (США) насос відокремлений від поршня і встановлений у нижній частині циліндра. Це дозволяє відмовитися від використання телескопічного вала і використовувати звичайний фланцевий електродвигун, а також полегшує регулювання розміру отворів для відтоку рідини для зміни часу ходу поршня вгору і вниз.

1.9 показаний штовхач із вимкненим двигуном і поршнем 5 у нижньому положенні. При включенні струму роторне колесо починає обертатися і створює надлишковий тиск в змійовику 3, під дією якого котушка 2 піднімається у верхнє положення, стискає пружину 4 і відкриває доступ рідини з простору над змійовиком. поршня в підпоршневий простір через центральну трубу, роторне колесо і нижні вікна змійовика 3. Потім поршень 5 піднімається під дією надлишкового тиску, долаючи опір зовнішнього навантаження. Ступінь відкриття отвору золотника, а отже, час, протягом якого поршень рухається вгору, регулюють регулювальним гвинтом 7 у кришці штовхача. Гайка, накручена на кінець цього гвинта, обмежує хід коромисла 6 і, отже, хід золотника. Коли поршень знаходиться у верхньому положенні, насос, продовжуючи обертатися, підтримує постійний позитивний тиск під поршнем. При відключенні струму роторне колесо зупиняється, тиск рідини в змійовику 2 зменшується і сила стиснутої пружини 4 змушує котушку опускатися в нижнє положення, закриваючи вікна і відкриваючи верхні вікна змійовика В. Під дією зовнішнього навантаження та власної ваги поршень 5 падає вниз і змушує рідину витікати з простору під поршнем через верхні вікна в змійовика і центральну трубу в простір над поршнем. Ступінь відкриття отворів золотника під час руху поршня вниз регулюється регулювальним гвинтом 8, який, як і регулювальний гвинт 7, угвинчений у верхню кришку наполегливого циліндра. Коромисло 6, з'єднане з золотником 2 через тяги 9, під час руху

золотника вниз упирається в нижній кінець цього гвинта. Таким чином, встановлюючи гвинти 7 і 8, можна досягти необхідного ступеня перекриття вихідних отворів і необхідного часу ходу поршня, при цьому час руху поршня вгору і вниз можна регулювати незалежно.

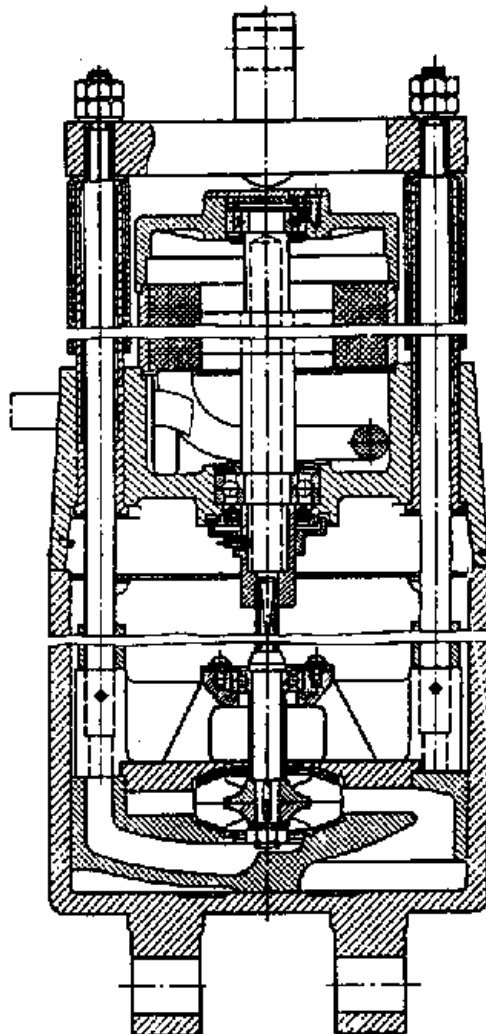


Рисунок 1.10 – Електрогідравлічний штовхач фірми АЕГ (типу Ed2 – Ed6) з насосом, закріпленим на поршні

Для зменшення спінювання масла, що протікає по центральній трубі при опусканні поршня, всередині циліндра встановлений конус 10, який перешкоджає змішуванню потоку масла з повітрям у верхній частині напорного циліндра. Опускання поршня обмежене виступом на внутрішній

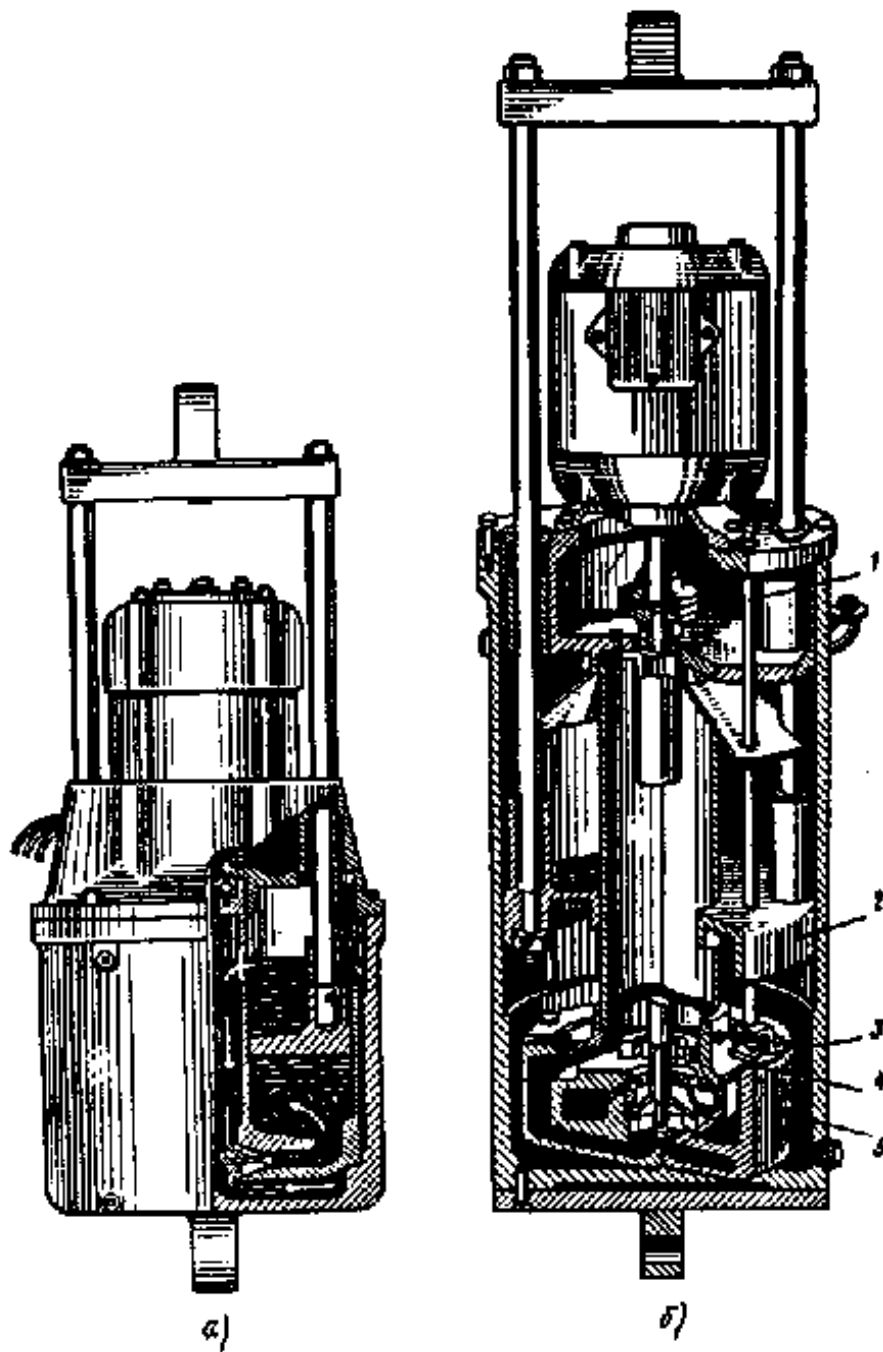
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

поверхні циліндра, до якого впирається торцева поверхня поршня. Хід поршня вгору обмежується змінними втулками, прикріпленими до штовхачів. Розміри розеток 11 вибирають залежно від необхідного ходу.

Швидкість підйому упорного поршня зазвичай знаходиться в межах 8-14 см/с, швидкість опускання – в межах 3-20 см/с. При необхідності швидкість можна зменшити, встановивши підйомний або опускний клапан, який регулюється через пристрій 6 за допомогою гвинтів 7 і 8. Як показали проведені компанією тести, слайдер відмінно працює при температурі масла від 100 °С до 80 °С, що дозволяє використовувати його в приміщеннях з високою температурою.

Деякі конструкції штовхача виконуються без регулюючих клапанів (рис. 1.11, а) або з клапанами, що дозволяють регулювати лише час опускання поршня. У цьому випадку штовхач (рисунок 1.11, б) має всередині циліндра кільцеву засувку 3, яка перекриває необхідним чином вихідні отвори 4 корпусу 5 відцентрового насоса.

Клапан 3 регулюється штоком, який виводиться через верхню кришку наполегливого циліндра. Цей стержень має внизу виступ, на який спирається клапан 3, і шестигранну головку у верхній частині різьби. Повертання штока за шестигранною головкою регулює положення клапана 3 і, отже, розмір отвору 4, через який тече рідина, коли поршень 2 рухається вниз. При цьому виступ в нижній частині штока не заважає кільцевому клапану вільно підніматися під тиском рідини при піднятому поршні, що забезпечує стійкість перетину каналу при русі поршня вгору.



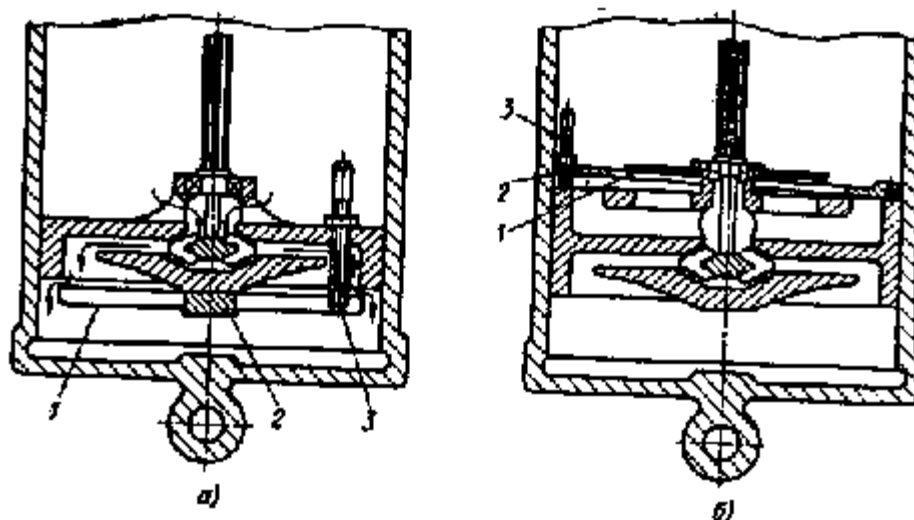
а - без регулювальних клапанів; б – з клапаном, що регулює час
опускання поршня

Рисунок 1.11 – Штовхачі з насосом, встановленим у циліндрі:

За допомогою золотника, показаного на малюнку 1.10, під час роботи насоса рідина рухається з простору над поршнем через канали в поршні до робочого колеса насоса і витісняється під тиском у простір під поршнем,

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

піднімаючи його. Зворотний рух рідини при опущеному поршні відбувається за тим же шляхом. Цей штовхач не має регулюючих клапанів, що дозволяють регулювати час ходу поршня. Однак деякі штовхачі AEG такого ж типу оснащені регулюючими клапанами.



а — опусканні поршня; б — підйомі поршня

Рис. 1.12 – Схема розташування клапанів, що регулюють час ходу поршня штовхача при:

На малюнку 1.12 показано клапан, який можна регулювати, щоб дозволити вам змінити час опускання поршня. Кришка 1 клапана, яка при русі поршня вниз вільно переміщається по направляючому циліндру 2, прикріпленому до нижньої частини корпусу насоса, затягується під тиском рідини, в даному випадку спрямованим знизу вгору до поршня. притиснути і перекрити отвір для виходу рідини. Крайнє верхнє положення кришки фіксується регулювальним гвинтом 3. Коли поршень рухається вгору, кришка приймає найнижче положення (обмежене виступом на напрямному циліндрі), не перешкоджаючи потоку рідини (стрілки показують рух рідини). коли поршень піднімається).

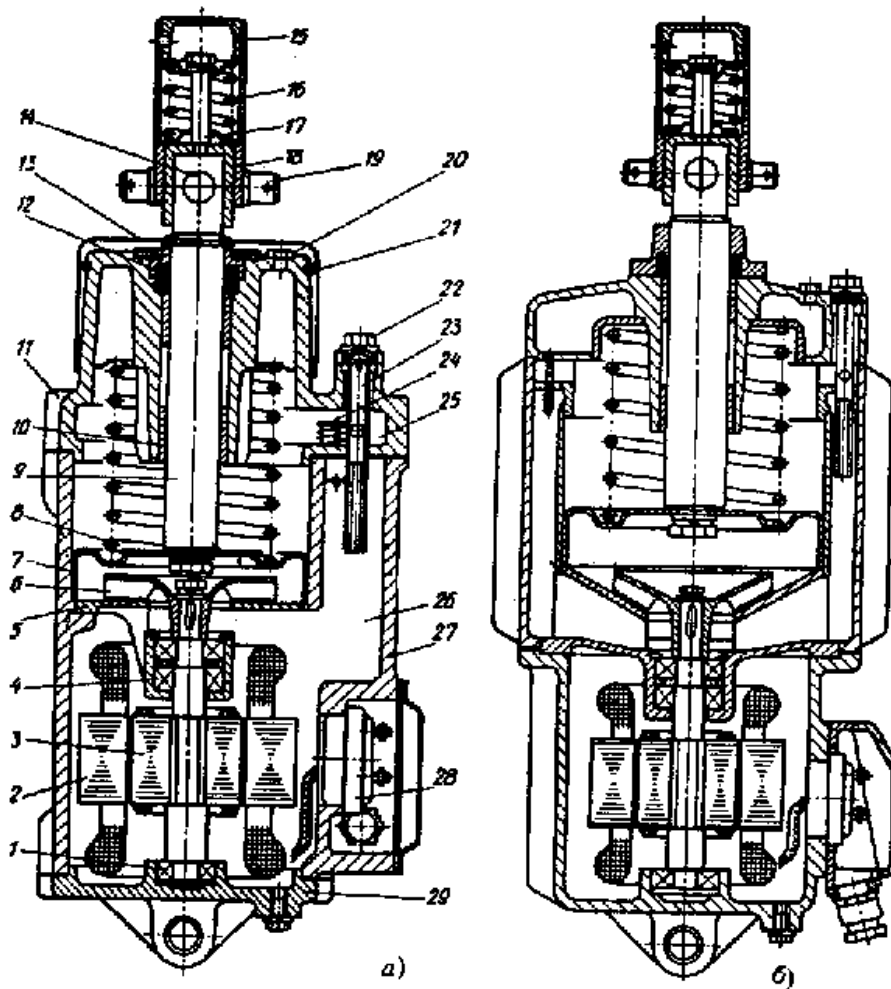
Клапан, що дозволяє регулювати час висхідного ходу поршня, встановлений у верхній частині поршня (рисунок 1.12, б) і складається з диска 1, нерухомого на поршні, рухомого клапана 2 і регулювальний гвинт 3. Якщо гвинт 3 повернути до максимуму, клапан 2 щільно прилягає до поршня, і рідина може перетікати з простору над поршнем у простір під поршнем лише через кільцевий отвір між диском 1 і внутрішнім отвором у клапані 2. Це положення гвинта відповідає максимальному часу ходу поршня. При підйомі клапана 2 гвинтом 3 між клапаном і поршнем утворюється додаткова канавка, яка збільшує загальну площу отвору для витікання рідини і скорочує час підйому поршня. Коли поршень рухається вниз, клапан 2 штовхається вгору тиском рідини і не перешкоджає вільному витоку рідини з простору під поршнем у простір над поршнем.

Слід зазначити, що при такій конструкції доступ до регулювальних гвинтів утруднений, оскільки вони розташовані всередині напорного циліндра.

При наявності пристроїв для регулювання швидкості підйому і опускання поршня час руху може бути значно збільшено (приблизно в 15-20 разів) порівняно з часом руху при повністю відкритих отворах для виходу рідини. Описані ручки дозволяють працювати з максимальним відхиленням від вертикалі 15° .

Більш широке поширення одностовбурних засувок пояснюється більш високою технологічністю їх конструкції і підвищеною надійністю в експлуатації. При однострижневих повзунах легше забезпечити центрування рухомих елементів повзуна і легше захистити шток від впливу зовнішнього середовища.

Електрогідравлічні золотники типу Elhy заводу електродвигунів Ошерслебен/Боде (Німеччина) мають властивості, наведені в таблиці 1.3. Поширеною конструкцією є конструкція штовхача Elhy B1 (рис. 1.13).



a — із двигуном, зануреним в масло; *б* - із двигуном, що ізолюваний від робочої рідини.

Рисунок 2.13 – Електрогідрравлічний штовхач типу Elhy B1 із вмонтованою замикаючою пружиною, регулювальною пружиною і з клапаном для регулювання часу опускання поршня:

У цих штовхачів двигун 2 встановлений в нижній частині робочого циліндра 27. Нижній підшипник 1 ротора 3 встановлений у втулку опорної плити 29, на зовнішній стороні якої є проушина для кріплення штовхачів до опори. Верхній підшипник 4 встановлюється або в спеціальну опору, злилу разом з кришкою 5 (в цьому випадку двигун занурюється в масло, рис. 1.13, *a*), або в гніздо кришки, що відокремлює двигун від частини, яка змащена

маслом. заповнені напологливі циліндри (в цьому випадку двигун не занурений в масло, рис. 1.13, б). Верхній підшипник складається з двох підшипників - радіального і напологливого. Останній призначений для визначення осевого гідравлічного тиску. Циліндр 27 має ребра 11 для кращого відведення тепла.

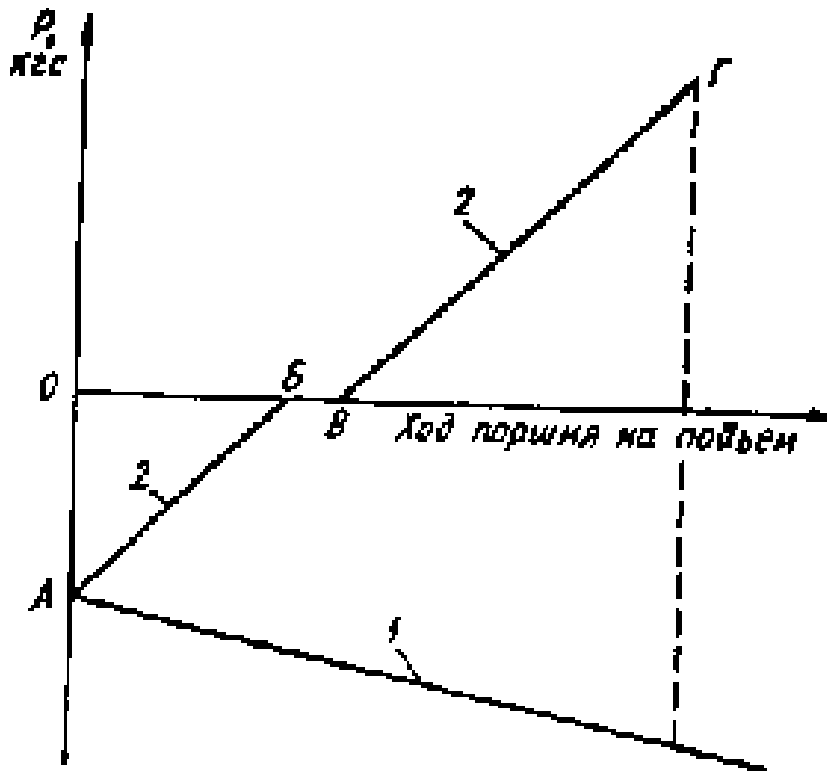


Рисунок 1.14 - Діаграма спільної роботи замикаючої (1) і регулюючої (2) пружин штовхача

Роторне колесо 6 консольно закріплено на валу двигуна і має радіальні лопаті. Над колесом розташований штапований поршень 7 з листової сталі зі штоком 9, який у верхній зовнішній частині має сполучний отвір 14. Шток переміщається в ковзних втулках 10 і забезпечений ущільнювачем 12. Поворотна пружина 8 встановлена всередині штовхача і розташована між поршнем і спеціальним натискним кільцем. На ручках з номінальним

навантаженням 50, 80 і 125 кгс замикаюча пружина складається з двох концентрично розташованих пружин. Зусилля вбудованих пружин нормовані і відповідають номінальному навантаженню штовхача, яке наведено в таблиці 2.3. Розміщуючи замикаючу пружину всередині трубчастого клапана, в кришку вкручують два клапани 24 односторонньої дії, які діють у напрямку підйому або опускання поршня. Якщо обидва клапани замінити заглушками, трубний клапан уповільнить рух у будь-якому напрямку. При установці клапана 24, який діє на спуск, клапан відкривається під дією потоку рідини на висхідний рух, забезпечуючи тим самим вільний рух цього потоку. Під час руху вниз клапан закривається, і масло може протікати тільки через трубчастий клапан, переріз каналу якого значно менший. Це змушує поршень повільно опускатися. Так само, встановивши підйомний клапан, можна уповільнити рух поршня при підйомі. Використовуючи клапани в різних комбінаціях, можна збільшити час ходу для підйому та опускання в чотири ступені до 4 с. Слід зазначити, що використання клапанів призведе до деякого зменшення сумісної сили на штовхачі.

Пробка 22 також є заливною пробкою, а отвір 20 використовується для випуску повітря з циліндра під час заповнення оливою. На штоку поршня кріпиться сталевий ковпачок 13, який разом з гумовим кільцем 21 захищає шток від пилу.

Для зменшення динамічних зусиль при закриванні гальма штовхач може бути обладнаний спеціальним пристроєм 15 з регулюючою пружиною 16. Цей пристрій складається з гнізда, яке насувається на штангу 9 під час посадки. Втулка з'єднується зі штангою за допомогою шпильки, вставленої в з'єднувальний отвір 14. У втулку вкручений болт 17, який утримує пружину 16 в стислому стані. На пружині та втулці розміщений ковпачок 18 зі штифтами 19, які використовуються для з'єднання з системою відпускання гальм. Наявність керуючої пружини 16 забезпечує плавне збільшення

									Арк.
									36
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

гальмівного моменту, що розвивається гальмом. При закритому гальмі і поршні в нижньому положенні замикаюча пружина 8 діє через шток на керуючу пружину 16, стискає її і зусилля передається через штифти 19 на систему розчеплення гальма. При цьому сили замикаючої пружини і пружини регулятора рівні між собою (точка А на рисунку 1.14).

Коли поршень рухається вгору, щоб відпустити гальмо, сила Р пружини регулятора зменшується до нуля (точка В), а сила зворотної пружини збільшується. Крім того, гальмівна сила на гальмі зменшується до нуля, оскільки, коли поршень досягає точки В, гальмівні колодки починають віддалятися від шківів. При подальшому русі поршня і гальмівних важелів зусилля пружини регулятора залишається нульовим (на сегменті БВ).

Коли гальмівні важелі досягають свого кінцевого положення (точка В) при відпущеному гальмі, поршень продовжує рухатися вгору, стискаючи пружину регулятора, поки сили обох пружин не зрівняються (точка G). При цьому поршень припиняє рух вгору.

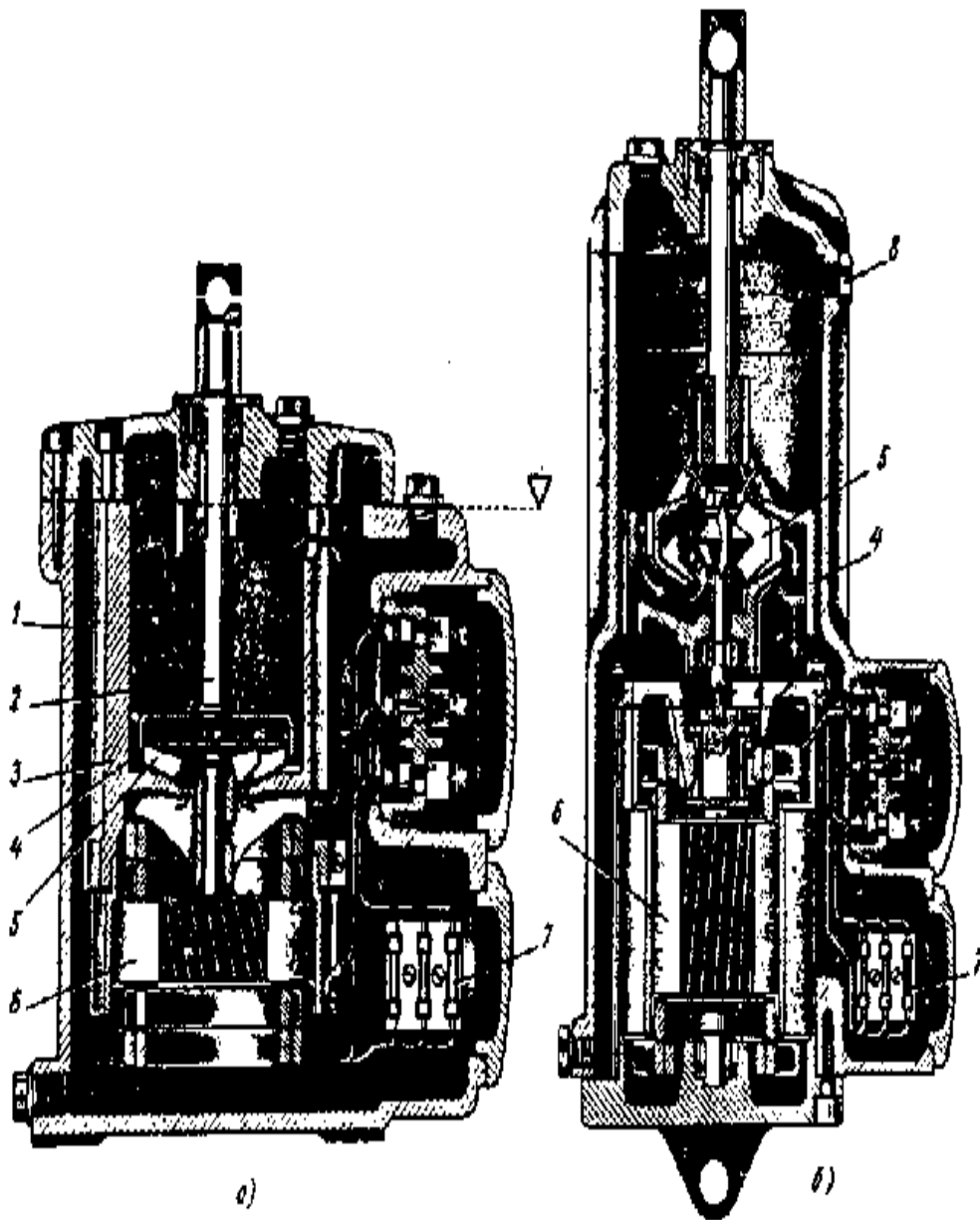
Після вимкнення двигуна тяги (тобто під час зворотного руху поршня для закриття гальма) сила стиснення пружини регулятора падає до нуля (точка В). Як тільки фрикційні елементи гальма торкаються третьої поверхні шківів (точка В), пружина регулятора знову починає стискатися під дією зусилля замикаючої пружини.

Наявність контролера означає, що процес закриття гальма розтягується в часі. На цей процес можна вплинути відповідним підбором жорсткості обох пружин, що створює необхідний закон зміни гальмівного моменту з часом. Час повернення поршня для всіх типорозмірів штовхачів Elhy без клапанів становить 0,5-0,6 с, з вбудованими клапанами цей час можна збільшити до 3,0-4,0 с. Дозволена кількість операцій за годину, наведена в таблиці 1.3, стосується нереверсивної роботи ручок. При роботі в зворотному напрямку ці показники захоплення значно зменшуються.

Конструкція штовхачів Elhu дозволяє використовувати їх у будь-якому положенні поздовжньої осі, аж до перевернутого положення. Робоче зусилля штовхача при його роботі в горизонтальному положенні зменшується на 4-12 кгс для різних габаритів за рахунок збільшення сил тертя. При цьому висувний канал 25 (рисунок 1.14, а) для стоку рідини і розподільна коробка 28 повинні розташовуватися зверху.

У таблиці 1.4 наведені дані односторонніх ручок Eldro фірми AEG (Німеччина) в різних модифікаціях. Стандартний асортимент включає штовхачі з робочим зусиллям від 22 до 300 кгс і ходом від 5 до 12 см. У випадку ручки типу Ед 22/5, зображеної на рисунку 2.15, а, корпус 1 і робочий циліндр 3 є двома окремими частинами. Усі внутрішні деталі - двигун 6, робочий циліндр 3, поршень 4, насосна група 5 та інші - кріпляться на кришці штовхача перед установкою в корпус. Двигун повністю занурений в масло. У корпус штовхача вбудований термозапобіжник 7, що представляє собою скляну трубку з впаяними в неї плавкими вставками.

При температурі робочої рідини плюс 120⁰С з'єднувачі розплавляються і двигун штовхача знеструмлюється. Хромований і шліфований шток 2 поршня проходить через бронзову втулку і у верхній частині оснащений планкою з приєднувальним отвором. Стрілками на рисунку 1.15, а показаний напрямок руху потоку рідини при підйомі поршня. Штовхачі цього типу розраховані на роботу у вертикальному положенні і допускають нахил $\pm 45^{\circ}$.



а – типу Ed22/5 з терморегулятором; б – типу Ed21.

Рисунок 1.15 – Електрогідравлічні штовхачі Eldro фірми АЕГ (Німеччина):

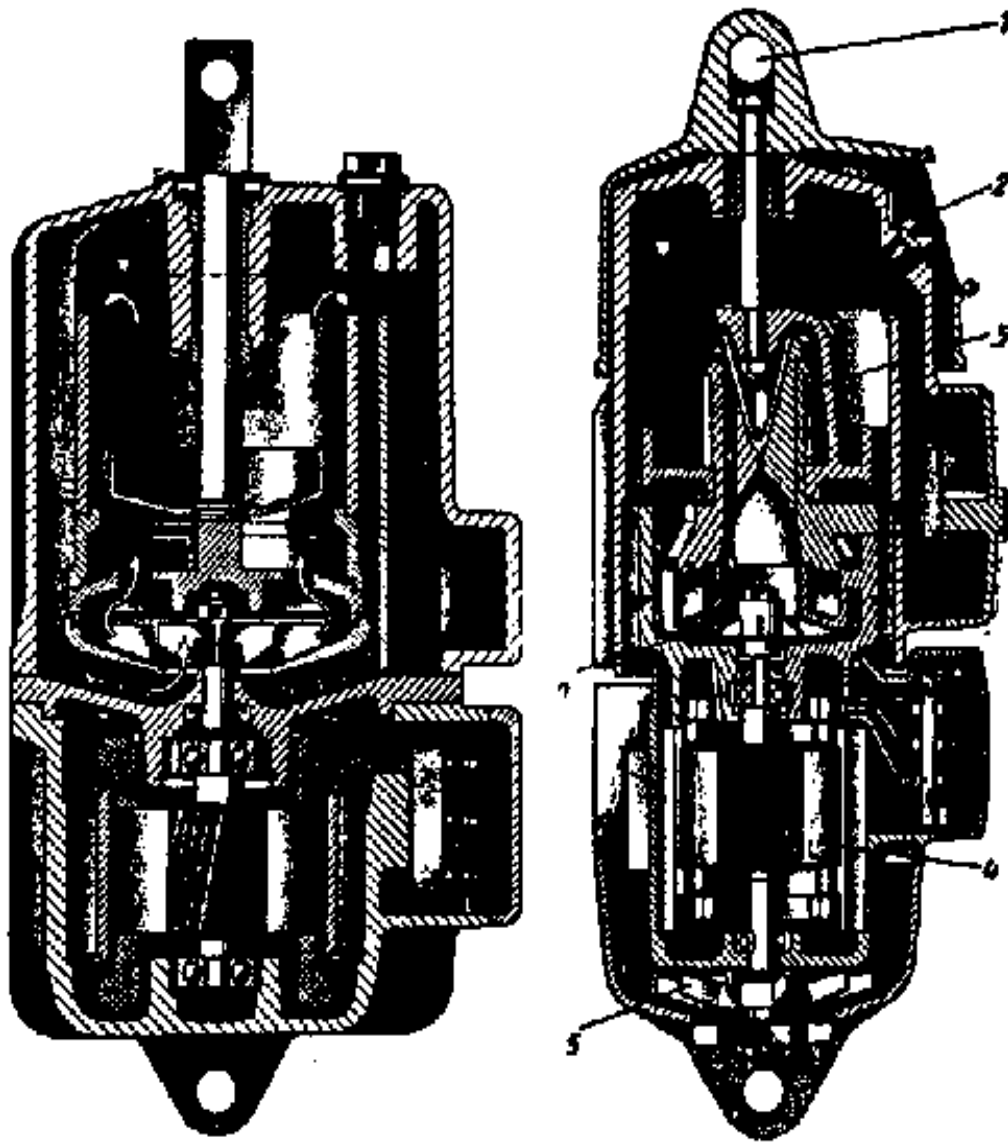
Штовхачі типу Ед 21 тієї ж фірми АЕГ (рисунок 1.15, б), призначені для порівняно легких умов роботи, мають електродвигун 6, встановлений у нижній частині циліндра і занурений у масло. Насос 5, встановлений у поршні 4, розташований над двигуном, а роторне колесо приводиться в рух двигуном через вал прямокутного перерізу. Порожнистий вал двигуна

з'єднаний з валом колеса ротора за допомогою втулки прямокутного перерізу, яка встановлена на вал двигуна. Ці повзунки також розроблені для роботи у вертикальному положенні, що дозволяє нахилити $\square 450$. Однак компанія випускає спеціальний варіант ручок, призначений для установки в горизонтальному положенні. Для запобігання перегріву двигуна штовхачі Ed 22/5 оснащені термозапобіжниками 7. Стрілки показують напрямок потоку рідини при піднятому поршні. Роз'єм 8 служить індикатором рівня масла.

Штовхачі AEG типів Ed 30/5 і Ed 125–Ed 300 (рисунок 1.16) відрізняються від попередніх конструкцій однострижневих штовхачів тим, що тут електродвигун 4, який розташований у нижній частині циліндра, відділений від робочу рідину гумовим манжетним ущільненням на валу двигуна. Як показує досвід експлуатації, таке ущільнення не забезпечує необхідної довговічності пристрою через швидку втрату герметичності. Для запобігання проникненню пилу та вологи в шток через ущільнювач штока на штоку у варіанті Ed 125 – Ed 300 є додатковий металевий ковпак 2, який надівається на шток і рухається разом з ним.

У верхній частині ковпака є вушко 1 для з'єднання двигуна і штовхача, під двигуном вбудований вентилятор 5, який приводиться в рух від вала двигуна. Другий кінець вала електродвигуна відкривається в гідравлічну частину повзуна і несе одноступінчасте (для Ed 125), двоступінчасте (для Ed 200) або триступеневе (для Ed 300) роторне колесо 6 з радіальними лопатями. Поршень 3 розташований у робочому циліндрі над насосною групою.

									Арк.
									40
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					



Ed 30-5 (a) і Ed 125— Ed 300 (б)

Рисунок 1.16 – Електрогідравлічні штовхачі АЕГ

Цей тип штовхача призначений для вертикального, горизонтального і будь-якого проміжного монтажу. Компанія гарантує високу довговічність штовхачів (до 20 мільйонів перемикачів). Вони призначені як для тривалого використання (TV100%), так і для короткочасного використання.

Повзунки типу Ед2-Ед6 виготовляються не тільки з асинхронним електродвигуном, але і з двигуном постійного струму. Однак у цьому

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

випадку дозволяється лише короточасна робота тривалістю максимум 30 хвилин із частотою перемикачів від 400 (для Ed6) до 1000 (для Ed2) на годину. Ручки типу Ed 125–Ed300 з інтегрованою закриваючою пружиною доступні як варіанти конструкції. На повзунах Ed22/5, 21, 2, 3, 5 ця пружина складається з двох пружин, прикріплених до обох кінців повзуна. З міркувань безпеки ці пружини стиснення встановлені в захисних телескопічних трубах. Штовхачі Ed2-Ed6 призначені для установки тільки у вертикальному або майже вертикальному положенні. При нахилах більше 15° повзун може працювати тільки зі зменшеним ходом. Горизонтальне положення штовхача такого типу неприпустимо.

Подібну конструкцію (рисунок 1.17) засувки одношипкових із вбудованою запірною пружиною випускає фірма J. G. Kieninger (Німеччина). При такій конструкції корпус складається з декількох частин, і, змінюючи висоту його елементів і довжину штока, можна змінювати величину робочого ходу при однакових умовах експлуатації. Слайдер може працювати в будь-якому положенні. Компанія випускає штовхачі, що розвивають робоче зусилля до 400 кгс при тиску масла до 5 атм. Максимальний хід поршня становить 200 мм при нормальній конструкції корпусу, швидкість підйому при номінальному навантаженні становить близько 10 см / с, швидкість опускання - 12,5 см / с.

З метою зменшення габаритів і маси штовхачів за кордоном випускають також штовхачі з двигунами на поршневій групі (рисунок 1.18). У цій конструкції двигун 1, поршень 3 і корпус насоса є одним цілим, а спеціально розроблений корпус двигуна використовується як шток, який передає потужність від поршня до підйомної системи. Крильчатка 4 прикріплена до розширеного кінця вала двигуна в нижній частині поршня і рухається разом з ним.

									Арк.
									42
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

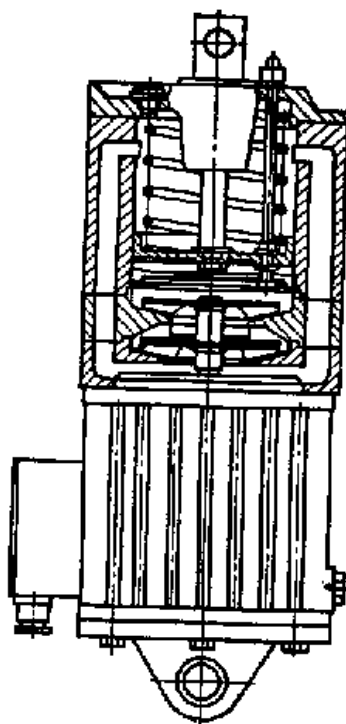


Рисунок 1.17 – Електрогідрравлічний штовхач з вмонтованою пружиною

Для запобігання потрапляння бруду в циліндр штовхач оснащений захисним козирком 2, який одночасно забезпечує вільну циркуляцію повітря в баку при підйомі і опусканні поршня.

Дно циліндра 5 відливається разом з вушком для кріплення ручки і пригвинчується до корпусу ручки гвинтами в. Хід поршня обмежений: вниз - упором на дні циліндра 5 і вгору - виступом на корпусі штовхача.

Крім штовхачів з відцентровими насосами, які розвивають відносно низький тиск робочого середовища, в зарубіжній практиці для різного призначення часто використовують електрогідрравлічні штовхачі з плунжерними або шестеренчастими насосами, що створюють значно більший тиск, які підключаються через зовнішні трубопроводи до керуючих циліндрів.

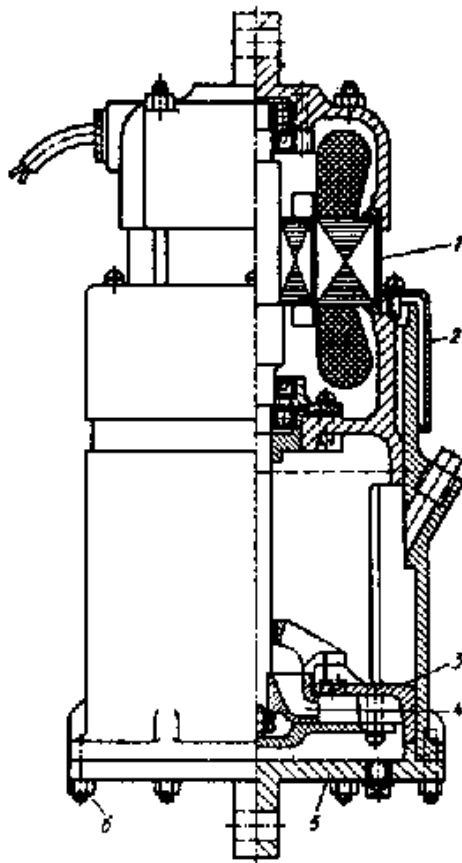


Рисунок 1.18 – Малогабаритний електрогідролічний штовхач

1.3.4 Електрогідролічні штовхачі з насосами високого тиску

На рисунку 1.19 зображено крановий привід Gensel із шестеренчастим насосом 4, встановленим у масляній ємності 13. Цей блок можна встановити в будь-якому місці і підключити до циліндра 19, напірної та зливної ліній. Напірна лінія під'єднана до отворів 2 і 16 на масляному баку і циліндрі, зливна – до отворів 3 і 18. Насос приводиться в рух двигуном 1 з короткозамкненим ротором, який встановлений на кришці бака 13 і стає паралельно включеному головному двигуну механізму.

При включенні основного двигуна включається двигун 1 і масло під тиском з бака 13 через розподільний клапан 6 подається в циліндр відкриття 19.

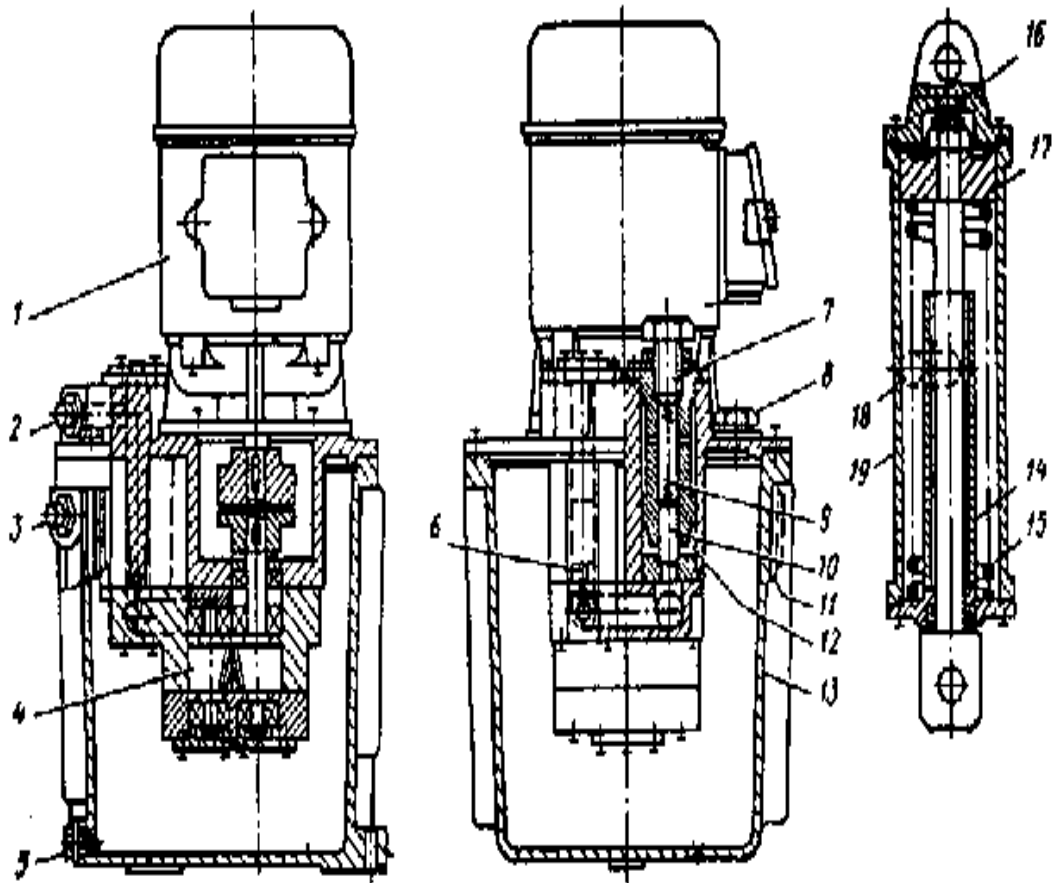


Рисунок 1.19 – Електрогідрравлічний привод високого тиску типу Dröl з шестеренним насосом

Поршень 17 може рухатися в кінцеве положення, яке визначається розміром розпірної трубки 14. Коли поршень знаходиться в розпірній трубці, система підйому гальм і стиснута замикаюча пружина 15 утримуються нерухомо завдяки тиску масла з увімкненим насосом і працюють безперервно. Наявність у насосі запобіжного клапана 12 із поршневим золотником 10 і регулювальною пружиною 9, зусилля якої регулюється гвинтом 7, забезпечує можливість безперешкодної циркуляції масла.

При відключенні живлення двигуни машини і насоса вимикаються одночасно. Одночасно під тиском замикаючої пружини 15 масло надходить з циліндра 19 через розподільний клапан 6 в масляний бак, минаючи насос 4.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Масляний бак 13 має пробку 8 для заливки масляного бака, пробка 5 для зливу масла і вікно 11 для контролю рівня масла в баку. Підприємство випускає приводи цього типу в дев'яти розмірах із зусиллям замикаючої пружини 15 в діапазоні від 55 до 750 кгс і ходом поршня 17 від 30 до 60 мм. Частота активації накопичувача досягає 600 на годину при відносній тривалості активації ТВ 60%.

Перевагою цього типу приводу в порівнянні з традиційними електрогідравлічними засувками є можливість установки в будь-якому місці, оскільки циліндр відкриття з'єднаний з приводом тонкими трубками. У деяких випадках це дозволяє більш раціонально використовувати простір і зменшити габарити всієї установки. Всі інші переваги гідроприводу з повзунами (тиха і безшумна робота, можливість регулювання швидкості руху штока) поширюються і на цей тип приводу з насосом високого тиску. Швидкість відкриття в цьому випадку в основному визначається подачею насоса. Однак через довгі зовнішні трубопроводи температура навколишнього середовища має більший вплив на продуктивність приводу, ніж традиційні електрогідравлічні золотники. Використання цього приводу вимагає дуже ретельного контролю за станом труб, з'єднань і ущільнень, щоб своєчасно запобігти витoku масла та забрудненню машини[14].

									Арк.
									46
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

Висновки по першому розділу

Аналіз сучасних конструкцій гідродвигунів показав, що вони можуть бути використані як приводи силових пресових систем як за функціональними, так і за експлуатаційними властивостями. Для остаточного висновку необхідно провести цикл експериментально-аналітичних досліджень.

						Арк.
						47
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВИХ СХЕМ ПРЕСОВОГО ОБЛАДНАННЯ НА БАЗІ ГІДРОШТОВХАЧІВ

2.1 Застосування гідроштовхачів в якості приводу для пресового гладильного обладнання

Найпоширенішим видом обладнання для внутрішньотехнологічної та остаточної вологотермічної обробки зшивних виробів є пресове обладнання. Залежно від призначення всі пресувальні пристрої поділяються на дві групи: універсальні та спеціальні.

Універсальність пресового обладнання забезпечується комплектом змінних колодок, які мають різну форму і розміри залежно від технологічного призначення.

Спеціальні пристрої, створюючи оптимальні умови для певних технологічних операцій, надають виробу ідеальну форму та його фіксацію.

Основні варіанти пресів відрізняються істотними ознаками. Ці характеристики включають контактний тиск, тип приводу, ступінь автоматизації, ступінь доступності джерел енергії.

Зусилля преса є одним з основних параметрів пресового обладнання. Він функціонально пов'язаний з питомим тиском пресування окремих ділянок виробів, що обробляються.

Типи приводів пресів діляться на три види: електромеханічні, гідравлічні та пневматичні. Можливі варіанти комбінованого виконання приводів.

Розглянемо роботу преса з гідравлічним приводом [БРМА 23.00.00.000 ДІ, рис.2, а]. Верхня 28 і нижня 27 натискні колодки закриваються за допомогою індивідуального гідравлічного приводу і створюється необхідне зусилля притиску. Він складається з гідробака 32 і лопатевого насоса 30,

який нагнітає масло в робочий циліндр 25 по трубопроводу 31. Лопатевий насос приводиться в рух електродвигуном. Управління пресом здійснюється електрогідравлічним автоматом.

При експлуатації пресів з гідравлічним приводом особливу увагу слід звертати на герметичність систем і проводити профілактичний огляд, щоб не допустити забруднення маслом зовнішніх частин преса.

Сучасний рівень оснащення малих і середніх підприємств легкої промисловості в Україні показав, що існує проблема у виробництві прасувального обладнання, яке, з одного боку, вирізняється простотою, надійністю та універсальністю; з іншого боку: відносно низькі витрати.

Аналіз технічної літератури та патентів показав, що такі пристрої можуть бути створені за рахунок використання автономних приводів, особливо гідравлічних.

Висновок базується як на вимогах до пресового обладнання легкої промисловості, так і на можливостях гідравлічних пресів.

Призначення вологотермічної обробки в швейному виробництві різноманітне. Найбільший питомий тиск на напівфабрикат необхідний, коли метою обробки є розбавлення напівфабрикату. Для всіх інших цілей вологотермічної обробки тиск може бути нижчим. Навіть якщо мета вологотермічної обробки інша, розрідження напівфабрикату завжди є релевантним ефектом обробки, і граничне значення тиску на тканину (P кг/см²) можна отримати з розрідження напівфабрикату.

Дослідження показали, що при зміні тиску прасувальних поверхонь на тканину від 0 до 15 кг/см² розрідження напівфабрикату становить $\Delta\delta$ (у відсотках від товщини тканини) при постійній вологості, часу витримки та температурі. Поверхні прасування змінюються вздовж кривих, показаних на малюнку 2.1, і найбільш різко збільшуються, коли P збільшується від 0 до 1 кг/см². Згодом ефект підвищення тиску різко зменшується. Міцність тканини

практично не змінюється за умови дотримання допустимих значень температури, вологості та часу впливу [19].

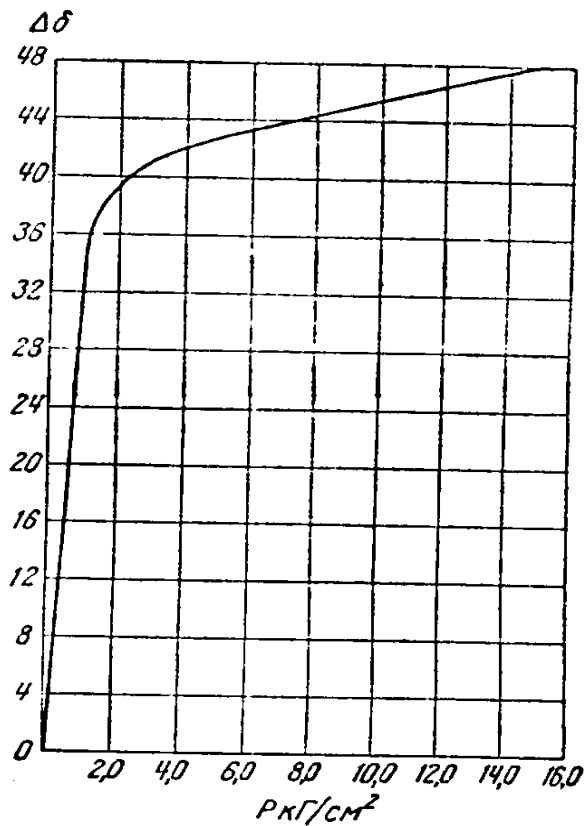


Рисунок 2.1 – Крива залежності потоншення тканини при гладінні від питомого тиску на неї робочих органів

Основна вимога до пресового гладильного обладнання – забезпечення питомого тиску 0,15-1,5 кгс/см² на протязі 10-45 с.

Сучасні гідравлічні штовхачі здатні задовольнити вимоги як тиску, так і часу пресування, забезпечуючи при цьому ряд суттєвих переваг перед іншими поршнево-поступальними механізмами (низька чутливість до перевантажень, низький вміст кольорових металів, плавність роботи, відносно високий ККД). (0,15 – 0,5), економічність за енерговитратами)

Встановлення гідравлічної гірки на звичайний гідравлічний прасувальний прес не потребує встановлення гідробака та трубопроводу

[BRMA 23.00.00.000 DI, рис. 2, б]. Приводами служать два гідроприводи: перший для переміщення верхньої подушки 28 преса, другий для безпосереднього створення зусилля притискання. Перший гідравлічний штовхач переміщує верхню колодку до замикання кінцевого вимикача 29, при його активації включається другий гідравлічний штовхач і відбувається процес прасування.

Попередня оцінка вказала на перспективність запропонованого напрямку, але для остаточної відповіді необхідно провести цикл експериментально-аналітичних досліджень прасувальних пристроїв з автономним приводом на основі гідропідсилювачів..

2.2 Застосування гідроштовхачів в якості приводу преса для приклеювання підметок

В даний час найпоширенішим методом кріплення деталей підошви взуття при ремонті є клейовий спосіб. Питома вага взуття з клейовим кріпленням досягає 80% від загальної кількості взуття, що відправляється в ремонт.

Ремонт підошви у взутті клейовим способом кріплення полягає у фіксації підошви при зношеній частині підошви або наявності шрамів при зношеному носку чи іншій окремій частині частини підошви. Також широко поширений профілактичний ремонт взуття, який полягає в приклеюванні формованих гумових підошв до шкіряної підошви малоношеного або нового взуття.

Преси ПП-Р, ППП-Р, ПКП-Р, УНП-Р та ін. застосовуються для склеювання деталей підлоги у взуттєвих майстернях.

Ручний настільний прес РР-Р використовується для приклеювання підошв і рубців на всіх видах взуття (крім чобіт).

									Арк.
									51
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

Преси ППП-Р і ПКП-Р мають пневматичний привід і дозволяють склеювати устілки і підошви. Тиск, створюваний цими пресами, становить 0,3-0,4 МПа.

Прес UNP-R призначений для склеювання підошви, підошви і каблука при ремонті та кастомізації взуття. гідравлічний прес. Продуктивність преса 40 пар на годину при витримці 25 секунд. Розміри обробленого взуття від 195 до 305 мм. Сила пресування 12,5 кН.

Розглянемо докладніше роботу преса ПП-Р [БРМА 23.00.00.000 ДІ, рис.1, а]. Підготовлені до наклеювання підошви або рубчики накладають на взуття, потім півпару кладуть на колодку 9. Після того як колодка 9 напівпарою покладена на подушку 2, опускається вниз шпindel 14. Коливальним рухом ручки 22 черевик притискається до подушки. Через певний час привод 13 натискається і від'єднується від храпового колеса 19. Поворот маховика 23 піднімає шпindel і знімає блок з башмаком.

Прес складається з основи 3, корпусу 1, шпинделя 14, змінних блоків і гойдалки для роботи з дерев'яними брусками.

Основа 3 являє собою порожнисту вилітку чотирикутної форми, в якій розташовані дві платформи 4 з подушками 2, що відповідають лівій і правій парам півчеревичків. Подушки 2 являють собою формовану гумову форму, передня і задня частини якої виготовлені з твердої гуми. Робоча поверхня колодок виготовлена з більш м'якої гуми і має форму під профіль низу ремонтного взуття. Накладки 2 одним кінцем кріпляться до важелів 5 затискачами 8 і до платформ 4 за допомогою виїмок, в які входять виступи платформ 4. Обидва важелі 5 з'єднані з платформами 4 шарнірно. Важелі 5 шарнірно з'єднані між собою шпилькою 6 з різьбовим отвором в центрі, в який вгвинчено гвинт 7 з маховиком.

Корпус 1 виконаний у вигляді литої рами з двома порожнистими горизонтальними приливами, в осях яких встановлені шестерні 15, 16, 20 і 21

									Арк.
									52
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

і шпинделі 14. Шпиндель 14 виконаний у вигляді рейки, в нижній кінець якої вставлено обойму 12 із саморегульованим упором 10. Тримач 12 може повертатися на 180°. У такому положенні його утримує тримач 11 з пружиною. Вертикальне зворотно-поступальне рух шпинделя здійснюється шестернею, храповим колесом 19 і рукояткою 22. Храпові колеса 19 жорстко закріплені на осях коліс 20. Ручки 22 виконані у вигляді литої вилки і вільно сидять на осі коліс 20.

На осях коліс 21 вільно закріплені зубці 13, зубці яких входять в зачеплення з храповими колесами 19. На рукоятках 22 справа розташовані приливи, в отвори яких вставлена підпружинена засувка 18. До пальця собачки кріпиться ролик 17, який у вихідному положенні рукоятки 22 спирається на обмежувач, закріплений у зоні корпусу.

Накладки 9 служать для передачі тиску на деталь, що склеюється. Положення платформ з подушками відносно горизонтальної площини регулюється гвинтом 7 при повороті закріпленого на його кінці маховичка.

Всі перераховані вище пристрої мають як переваги, так і недоліки. З кількох точок зору цей спосіб є сприятливим для використання гідропідрулювачів, а саме: він забезпечує ресурс роботи при невеликій питомій силі з малою частотою включень, при цьому переваги запропонованого приводу очевидні: простота, компактність, надійність, низька вартість.

Розроблено принципову схему преса для склеювання підошви на основі гідравлічного штовхача [МП18.00.00.000ДИ, рисунок 1, б]. Шпиндель 14 отримує вертикальний зворотно-поступальний рух від гідравлічного штовхача 24, встановленого на корпусі 1. Можливі два варіанти: гідравлічний штовхач працює посилено протягом часу витримки, або його кінцеве положення фіксується і в цей час він вимкнений. Остаточний вибір визначається: з одного боку, економічним фактором, з іншого боку,

									Арк.
									53
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

шкідливістю різноманітних включень для електродвигуна. Інші елементи конструкції та їх робота аналогічні попередній схемі.

Висновки до другого розділу

Застосування гідроштовхачів у якості приводу для гладильного пресового обладнання, в пресах для приклеювання підошов дає змогу покращити технологічні показники цього обладнання та вивести його на якісно новий технічний рівень.

						Арк.
						54
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

3 ВИБІР МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ГІДРОШТОВХАЧІВ

Робота М.П. Александров, А.Г. Меклер і В.А. Свиридова [1]. Однак це методи розрахунку електрогідравлічних ковзанок для подальшого використання в підйомно-транспортних машинах. Для легкої промисловості, враховуючи специфіку технологічних процесів, методика відсутня. В основному розрахунок електрогідравлічного штовхача зводиться до розрахунку відцентрового насоса за заданими характеристиками: вантажопідйомність, час прямого і зворотного ходу, перевантажувальна здатність, хід штока і розрахункова схема.

Основною теоретичною схемою розрахунку відцентрових насосів є реактивна теорія. Згідно з цією теорією досить складний рух потоку рідини в каналі робочого колеса замінюється рухом, що складається з абсолютно однакових елементарних струменів, причому траєкторія кожного струменя точно збігається з контурами профілю каналу (лопати). Ми б спостерігали таку схему руху рідини, якби кількість лопаток була нескінченно великою, а їх товщина нескінченно малою. При цьому з рівняння неперервності можна знайти значення середнього значення відносної швидкості для кожного поперечного перерізу та визначити його напрямок по дотичній до середньої лінії русла.

У межі переходу до нескінченно великого числа нескінченно великого числа нескінченно тонких лопатей потік в області колеса стає осесиметричним і відносна швидкість, значення якої визначається рівнянням неперервності для кожної точки площі колеса, виявляється дотичною до поверхні леза в точці, що розглядається. Таким чином, схема нескінченної кількості лопатей створює елементарне уявлення про кінематику течії в області колеса і дозволяє вирішити задачу визначення збурення колеса в потоці і, відповідно, Ефективний розподіл відносних швидкостей у каналі

скінченномірною колесо не може бути осесиметричним через силову взаємодію між лопатями та потоком. Швидкість з неробочої сторони лопаті повинна бути більше, ніж з боку робочої, тиск крильчатки, розрахований за схемою нескінченного числа лопатей, не узгоджується з експериментальним значенням теоретичного тиску. визначається спеціальними поправками на відповідність розрахункової схеми врахованому реальному явищу.

Розрахунок робочого колеса насоса ЕГШ доцільно проводити за реактивною теорією за схемою нескінченного числа лопатей з подальшою поправкою на кінцеве число лопатей.

Нижче представлена методика розрахунку відцентрового насоса ЕГШ, виконана з урахуванням розрахунків професора М. П. Александрова і дослідно-дослідних робіт ВНДІПТМАШ і Томського електротехнічного СКБ.

3.1 Втрати енергії та ККД електрогідравлічного штовхача.

Для того, щоб насос електрогідравлічного штовхача розвинув тягове зусилля P_H та забезпечив підйом штока на висоту h за час t_{II} , споживані значення напору, витрат та потужності відповідно повинні дорівнювати:

$$H = \frac{P_H}{S_{II} j}, \quad (3.1)$$

$$Q = \frac{S_{II} h}{t_{II}}, \quad (3.2)$$

$$N = \frac{h P_H}{102 t_{II}}, \quad (3.3)$$

де S_{II} - переріз поршня;

j - питома вага робочої рідини.

Розраховані значення тиску, споживання та споживаної потужності значно перевищують необхідні, що пов'язано з втратами, які виникають під час роботи відцентрового насоса.

Для зручності їх зазвичай поділяють на три види: 1) гідравлічні; 2) об'ємні або щілинні; 3) механічні.

Втрати кількісно визначаються за допомогою відповідних гідравлічних, об'ємних і механічних ККД.

3.1.1 Гідравлічні втрати

Цей вид втрат зумовлений: втратами рідини об поверхні проточних каналів, перетворенням динамічного напору в статичний, різкою зміною напрямлення середньої швидкості потоку на вході в канали робочого колеса та при переході з каналів робочого колеса в порожнину під поршнем. Ці втрати характеризуються величиною гідравлічного ККД η_G , що залежить від форми, розмірів та якості виконання проточної частини колеса. Для досконалих конструкцій сучасних насосів значення η_G визначається за формулою, що запропонована А.А.Ломакіним:

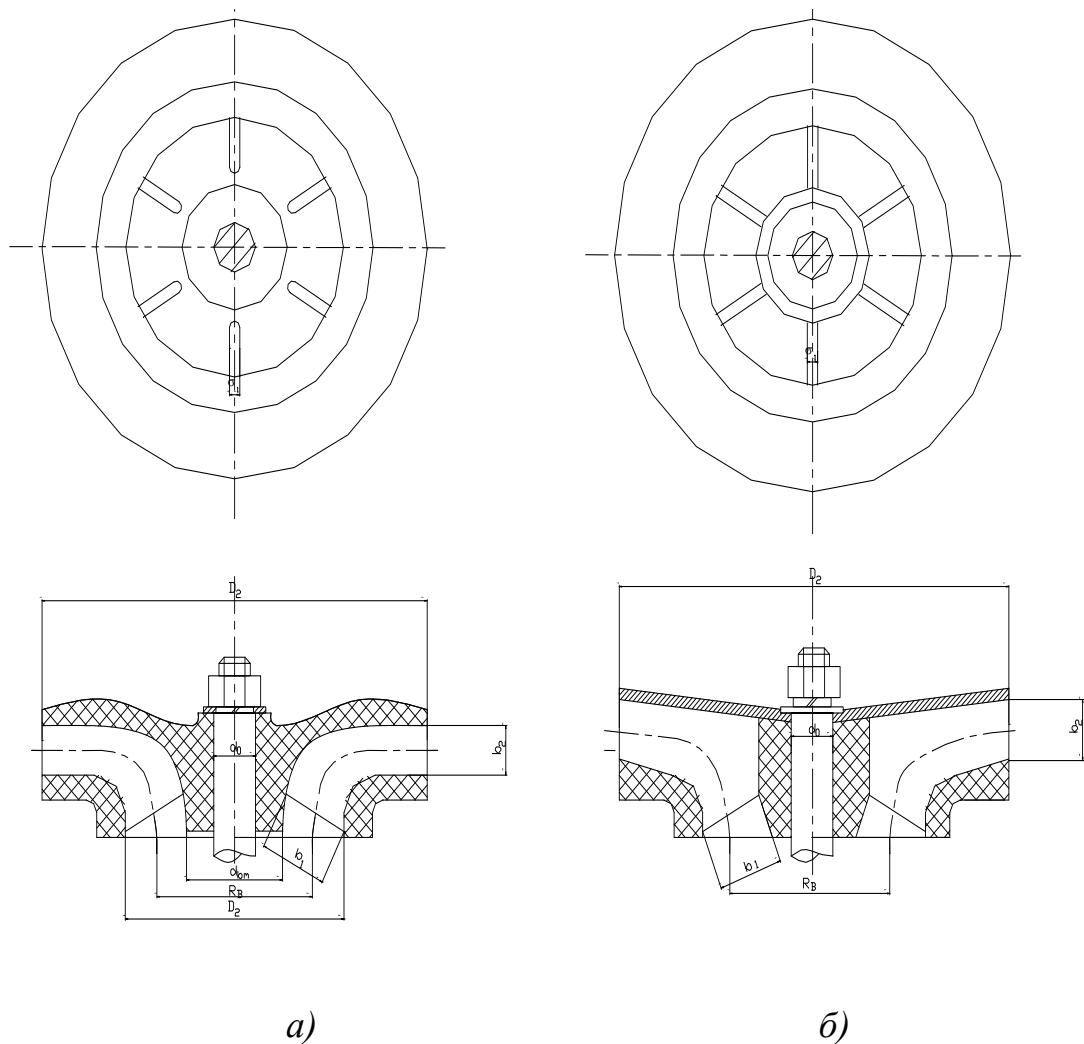
$$\eta_G = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1PP} - 0,172)^2}, \quad (3.4)$$

де $D_{1PP} = (4 - 4,5) \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$ - приведений діаметр входу в колесо, мм.

Насоси з електрогідравлічними штовхачами не мають спеціальних випрямних пристроїв, які перетворюють динамічний тиск у статичний. Зазвичай вони характеризуються різкою зміною напрямку середньої швидкості руху рідини на вході та виході з колеса, а також відсутністю

						Арк.
						57
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ретельної механічної обробки внутрішніх каналів після лиття, тому величина гідравлічного ККД повинна бути можна прийняти в межах 0,65 - 0,85 від значення, отриманого за формулою (3.4). Для електрогідравлічних штовхачів з меншими зусиллями, а також для коліс з неплavnим переходом від вхідної ділянки колеса до вихідної (рисунок 3.1, а) приймаються менші значення, більші - для пластикових коліс з плавним переходом (рисунок 3.1, б)



а – пластмасове, з поліпшеними гідравлічними характеристиками; б – металеве, форма якого обумовлена технологією виготовлення

Рисунок 3.1 – Колесо насоса електрогідравлічного штовхача

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Розрахунковий теоретичний напір складе:

$$H_T = \frac{H}{\eta_T}. \quad (3.5)$$

3.1.2 Об'ємні втрати

До об'ємних втрат належать втрати, пов'язані з паразитним витоком рідини через ущільнення робочих шестерень і між поршнем і циліндром.

Ці втрати є тріщинами, наявність яких неминуча. Щоб зменшити ці втрати, слід використовувати спеціальні ущільнювальні пристрої між корпусом насоса та колесом.

Кількісне значення об'ємних втрат оцінюють за допомогою об'ємної оцінки ККД $\eta_{об}$. Тому розрахункова продуктивність складе:

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_{об}}. \quad (3.6)$$

Звичайно для якісно виконаних насосів величина об'ємного ККД дорівнює 0,9 – 0,97. Попередньо величину об'ємного ККД можна поррахувати, користуючись формулою (3.7), що дає добру відповідність з практикою для відцентрових насосів.

$$\frac{1}{\eta_{об}} = 1 + 0,68n_s^{-2/3}, \quad (3.7)$$

де n_s – коефіцієнт швидкохідності, що дорівнює:

$$n_s = \frac{n}{H^{3/4}} \sqrt{\frac{Q_j}{75}} \quad (3.8)$$

Для електрогідравлічних насосів, які не мають спеціального ущільнення робочого колеса, для розрахунку слід використовувати об'ємний ККД в межах 0,9 - 0,95 за значеннями, визначеними за формулою (3.8).

3.1.3 Механічні втрати

В електрогідравлічних штовхачах розрізняються наступні категорії механічних втрат:

де N_{r1} – тертя зовнішньої поверхні колеса об рідину – дискове тертя;

N_{r2} – тертя в підшипниках;

N_{r3} – втрати гідравлічного гальмування;

N_{r4} – тертя бочки та короткозамкнутих кілець ротора об робочу рідину (для маслозаповнених електродвигунів).

3.1.3.1 Втрати дискового гальмування

Сила тертя зовнішньої поверхні колеса складається із сили тертя бічних поверхонь і сили тертя циліндричної частини обода колеса. Чим менший простір між дисками, що обертаються, і нерухомими стінками, тим більше енергії запасують частки рідини і тим менше енергії витрачається на циркуляцію.

Момент тертя однієї сторони диска об рідину в закритому корпусі можна представити так:

$$M = k_f \frac{J}{g} r_2^5 \omega^2, \quad (3.9)$$

де k_f – коефіцієнт тертя;
 j – питома вага рідини;
 g – прискорення сили тяжіння;
 r_2 – зовнішній радіус диска;
 ω – кутова швидкість.

Коефіцієнт тертя k_f є функцією числа Рейнольдса Re , яке у випадку диску, що обертається, дорівнює $2\omega r_2^2 / \nu$, де ν – кінематична в'язкість робочої рідини. Виходячи з рівняння () та враховуючи рекомендації відносно величини коефіцієнту тертя, отримаємо момент, необхідний для обертання двох сторін диска в робочій рідині. Для турбулентного граничного шару ($Re > 10^5$):

$$M = \frac{93,5 \cdot 10^{-6}}{\sqrt[5]{Re}} r_2^5 n^2 j. \quad (3.10)$$

Для ламінарного граничного шару ($Re < 10^5$) момент тертя дорівнює:

$$M = \frac{2,28 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{Re}} r_2^5 n^2 j. \quad (3.11)$$

Потужність, що витрачається на тертя диска з обох сторін диска, визначається за такими рівняннями:

$$N_r = M \cdot \omega = k_T \frac{96 \cdot 10^{-9}}{\sqrt[5]{Re}} r_2^5 n^3 j. \quad (3.12)$$

- для турбулентного граничного шару;
-

$$\lambda = 0,073 \left(\frac{\delta}{r} \right)^{0,25} \text{Re}^{-0,3} \text{ (для } 10^4 < \text{Re} < 2,5 \cdot 10^4 \text{)}. \quad (3.17)$$

Число Рейнольдса дорівнює:

$$\text{Re} = \frac{\omega r \delta}{\nu} = \frac{\pi n r \delta}{30 \nu}, \quad (3.18)$$

де δ - радіальний зазор між циліндричною поверхнею, що обертається, та нерухомою стінкою. Потужність тертя циліндричної поверхні може бути визначена із рівнянь (3.12 – 3.15):

$$N_r = \omega M = \frac{1,65 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{\text{Re}}} k_0 l j n^3 \times \\ \times r^4 \sqrt[4]{\frac{\delta}{r}} \quad \text{(для } 50 < \text{Re} < 10^4 \text{);} \quad (3.19)$$

$$N_r = \omega M = 0,26 \cdot 10^{-6} k_\delta l j n^3 r^4 \text{Re}^{-0,3} \sqrt[4]{\frac{\delta}{r}} \quad \text{(для } 10^4 < \text{Re} < 2,5 \cdot 10^4 \text{)} \quad (3.20)$$

де N_r – кВт;

n – швидкість обертання, об/хв;

j – питома вага рідини, м³/с;

ν - м²/с;

r, l, δ - м;

k_δ - безрозмірний коефіцієнт, що характеризує нерівномірність (зубчастість) поверхні.

Передавальне число для гладких поверхонь, таких як циліндрична частина обода колеса, дорівнює одиниці. Для плавного, короткозамкненого ротора і статора з відкритими і напівзакритими пазами однаково:

$$k_\delta = \frac{t_1 + 10\delta}{t_1 + 10\delta - b_s}, \quad (3.21)$$

де t_1 – крок по пазам статора, мм;

b_s – відкриття паза статора, мм;

δ - повітряний зазор між статором і ротором, мм.

3.1.3.3 Втрати тертя у підшипниках

Залежно від конструкції коефіцієнт тертя підшипників зазвичай визначається спеціальним розрахунком на основі гідродинамічної теорії змащування або теорії втрат роликів підшипників.

У випадку малонавантажених упорних підшипників силу тертя можна приблизно визначити за формулою Петрова:

$$N_r = \frac{Fr\omega}{102} = \frac{2\pi}{102} (\omega r)^2 \frac{r}{\delta_1} \nu_{a\delta} l, \text{ кВт}, \quad (3.22)$$

де $\nu_{a\delta}$ - абсолютний коефіцієнт в'язкості робочої рідини, кг·с/м;

r і l – радіус та довжина шийки вала, м;

δ_1 - радіальний зазор у підшипнику, м;

ω - кутова швидкість шийки вала, с⁻¹;

F – сила тертя, кг.

Для електродвигунів, що заповнені трансформаторним маслом, втрати тертя у підшипниках кочення можуть бути визначені за емпіричною формулою:

$$N_r = k \frac{G}{D_{ц.ш.}} v_{ц}, \text{ Вт}, \quad (3.23)$$

де G – навантаження кільця, кг;

$D_{ц.ш.}$ – діаметр кола центрів кульок, м;

$v_{ц}$ – колова швидкість на цапфі, м/с;

$k = 1,2 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-2}$ – коефіцієнт, що залежить від в'язкості масла.

Менше значення коефіцієнта відповідає температурі трансформаторного масла плюс 90° С, більше – мінус 15° С.

3.1.3.4 Загальний ККД гідроштовхача та його складові

Всі гідравлічні втрати електрогідравлічного штовхача можна виразити наступним рівнянням:

$$\Delta H = H_T - H_T \eta_T = \xi Q^2, \quad (3.24)$$

де ξ – коефіцієнт, що враховує, конструктивні особливості насоса, його розміри, шорсткість поверхонь, в'язкість рідини і т. д.

Втрати потужності, що відповідають цим втратам, будуть

$$N_r = \frac{Q \Delta H \rho g}{102} = a Q^3, \quad (3.25)$$

де

$$a = \frac{\xi_j}{102} = \xi_j g 10^{-3}. \quad (3.26)$$

Потужність, що відповідає об'ємним втратам, може бути визначена, якщо відомі об'ємні втрати $\Delta Q = Q_T - Q_T \eta_{об}$; напір, що створюється колесом, гідравлічні втрати ΔH та коефіцієнт a :

$$N_{об} = a \Delta Q (H + \Delta H). \quad (3.27)$$

Внутрішня потужність, тобто потужність, котра передається робочими лопатками колеса рідини буде дорівнювати:

$$N_i = N + N_G + N_{об}, \quad (3.28)$$

де N - гідравлічна потужність колеса, що дорівнює:

$$N = \frac{QHj}{102} = aQH. \quad (3.29)$$

Приймаючи до уваги рівняння (3.25 – 3.27), отримаємо:

$$N_i = aQ\Delta H + a\Delta Q(H + \Delta H) + aQH. \quad (3.30)$$

Частина енергії, яку гідропідрулювач отримує від мережі, витрачається на подолання механічного тертя в гідропідсилювачі. Як зазначалося вище, з електрогідравлічними штовхачами існує: Тертя

зовнішньої поверхні робочого колеса об рідину (тертя диска) N_{r1} , тертя у підшипниках N_{r2} , тертя ротора об робочу рідину N_{r3} .

Загальна потужність тертя всередині гідроштовхача:

$$N_r = N_{r1} + N_{r2} + N_{r3}. \quad (3.31)$$

Механічний ККД (відношення внутрішньої потужності до потужності електродвигуна) дорівнює

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_i + N_r} = \frac{N_i}{N_D}. \quad (3.32)$$

При визначенні повного ККД гідроштовхача необхідно враховувати втрати в самому приводному двигуні: втрати в сталі N_c , втрати в міді N_M , додаткові втрати $N_{од}$ та механічні втрати, якщо вони не враховані при визначенні механічного ККД гідроштовхача, η_M .

Втрати в двигуні $N_e = N_c + N_M + N_{од}$ враховуються з допомогою ККД електродвигуна, що є відношенням потужності N_D , яка віддається, до потужності N_{II} , яка підводиться,

$$\eta_e = \frac{N_D}{N_D + N_e} = \frac{N_D}{N_{II}}. \quad (3.33)$$

Знаючи, що повний ККД гідроштовхача є відношенням корисної (гідравлічної) потужності насоса до потужності, що підводиться від мережі

$$\eta = \frac{N}{N_{\Pi}}, \quad (3.34)$$

з рівнянь (3.30) – (3.34) можна отримати

$$\eta = \frac{N}{N_{\Pi}} = \frac{aQH}{N_{\Pi}} \cdot \frac{N_i}{N_i} \cdot \frac{N_D}{N_D} = \frac{aQH}{a(Q + \Delta Q)(H + \Delta H)} \times$$

$$\times \frac{N_i}{N_D} \cdot \frac{N_D}{N_{\Pi}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \cdot \frac{H}{H + \Delta H} \cdot \frac{N_i}{N_D} \cdot \frac{N_D}{N_{\Pi}} \quad (3.35)$$

або остаточно

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{об} \eta_M \eta_e. \quad (3.36)$$

Таким чином, повний ККД електродвигуна визначається гідродинамічною досконалістю проточної частини, досконалістю системи внутрішніх ущільнень, рівнем втрат на механічне тертя і рівнем втрат в електродвигуні.

Коефіцієнт корисної дії характеризує ефективність роботи гідроштовхача і є одним з показників його якості. Тому при проектуванні електрогідравлічних штовхачів необхідно аналізувати фізичні причини втрат у штовхачах і шукати шляхи їх зменшення.

Чисельне значення загального ККД виготовлених електрогідравлічних штовхачів знаходиться в межах 0,15 - 0,5.

3.2 Втрати гідравлічного гальмування

Відцентровий насос електрогідравлічного ковзанка працює на повну потужність лише при піднятій стрілі, тобто дуже короткий проміжок часу. Решту часу, коли поршень нерухомий, він працює з потужністю, близькою до нуля, що відповідає такту випуску.

При цьому порушується відповідність форми елементів вхідної частини під поршень характеристикам потоку на вході та виході з робочого колеса. При майже нульових витратах є вторинні значення, протитечії, так що частина рідини, яка вийшла з колеса, повертається в колесо.

З іншого боку, потрапляючи в колесо, частина рідини викидається в зону всмоктування і утворює кільцеподібні вихори.

Втрати енергії, що виникають при гідравлічному гальмуванні колеса, не можна віднести до гідравлічних втрат, оскільки вони не призводять безпосередньо до зниження тиску, що розвивається насосом. Вони обумовлені механічними втратами, які безпосередньо призводять до збільшення моменту опору руху колеса.

Втрати гідравлічного гальмування є тим більшими, чим більшим є відношення b_2/D_2 або чим більшим є n_s , так як при цьому глибшою є зона утворення кільцевих вихорів і робоче колесо діє на більшу кількість рідини з відповідним збільшенням паразитної потужності.

На рисунку 3.2 дана залежність між відношенням $N_0/N_{\text{д.м.}}$ та b_2/D_2 , де N_0 – потужність, що розвивається насосом при витратах, що дорівнюють нулю, $N_{\text{д.м.}}$ – потужність, що витрачається на дискове тертя.

Через те, що відношення b_2/D_2 збільшується зі збільшенням питомої швидкості паразитна потужність досягає мінімального значення, так як в цьому випадку відношення $N_0/N_{\text{д.м.}}$ мале. Для великої питомої швидкості чи для більших значень b_2/D_2 паразитна потужність швидко

збільшується. Це затруднює пуск електродвигуна гідроштовхача, особливо при мінусових температурах, коли в'язкість робочої рідини зростає.

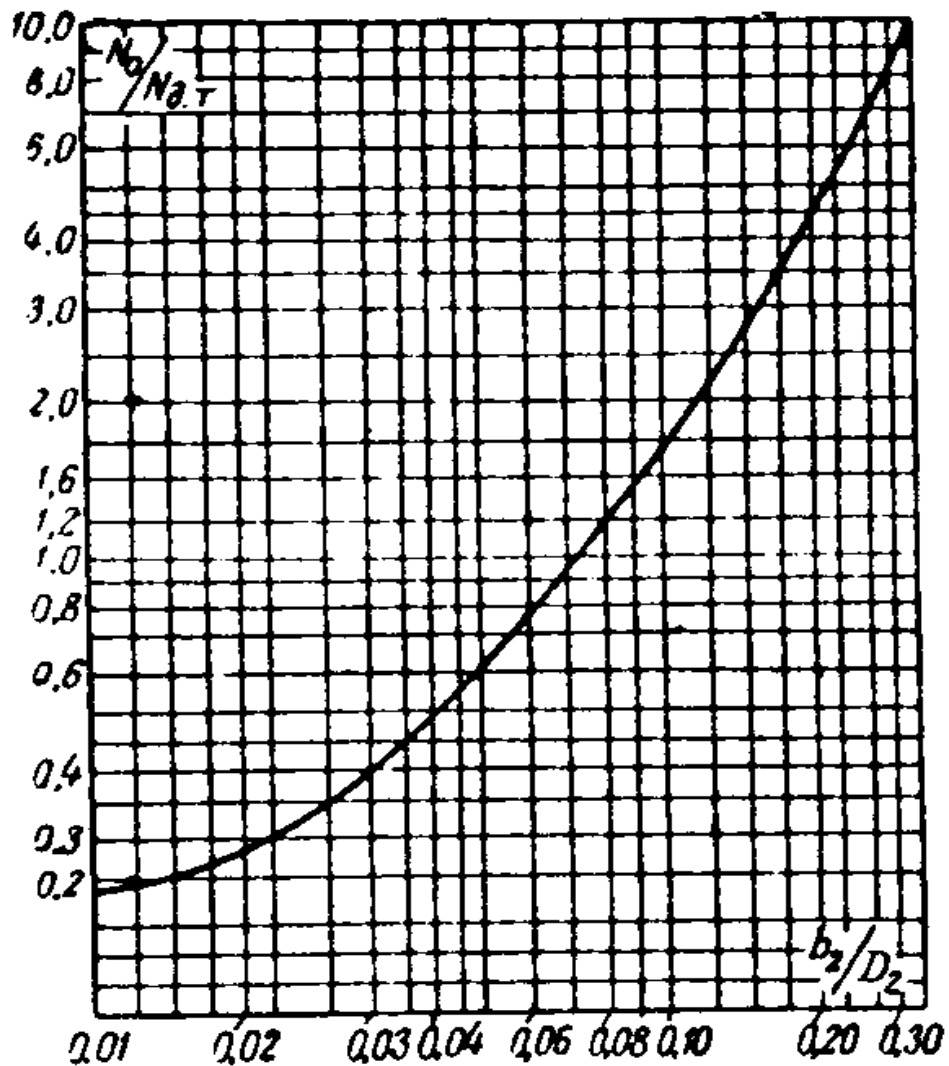


Рисунок 3.2 – Залежність між $N_0/N_{d.m.}$ та b_2/D_2

Тому відношення b_2/D_2 при проектуванні повинне бути оптимальним і вибиратися із умови отримання заданих значень часу підйому і опускання штока при мінімальній споживаній потужності з обов'язковою експериментальною перевіркою.

Висновки до третього розділу

Запропоновані методи розрахунку основних складових гідроштовхачів в цілому представляють собою методику розрахунку приводу для пресового обладнання легкої промисловості на базі гідроштовхачів.

						Арк.
						72
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз технічних джерел показав, що створення високоефективного приводу пресового обладнання легкої промисловості є актуальним завданням.

2. На основі аналізу конструкцій пресового обладнання легкої промисловості визначено умови як за функціональними, так і за експлуатаційними характеристиками, які пропонуються для нового приводу.

3. Аналіз сучасних конструкцій гідроагрегатів показав, що вони відповідають заданим умовам як за функціональними, так і за експлуатаційними характеристиками.

4. На основі розроблених раніше методик створено методику проектування пресового обладнання на основі гідроштовхачів.

5. Розрахунки підтвердили правильність припущень, тобто. Х. всі властивості нового диска відповідають вимогам, що пред'являються до нього.

						Арк.
						73
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Кармаліта А.К., Піскорський Г.А., Скиба М.Є. Методика математичного моделювання технології та механізмів легкої промисловості. – К.: ІЗМН, 1997. – 184 с.

2. Методи та засоби експериментальних досліджень / Г.Б. Параска, Д.В. Прибега, П.С. Майдан. – Хмельницький : ХНУ, 2016. – 155 с.

3. Поліщук О.С. Розробка схем живлення і керування силовими електромеханічними ударними системами в пресовому обладнанні легкої промисловості / East European Scientific Journal, 2019. – №1. – Part 1. – P.22-28.

4. Поліщук О. С. Експериментальне дослідження процесу різання взуттєвих матеріалів / Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки, 2019. – №1. – С.17-26.

5. Поліщук О. С. Пресове обладнання з підвищеними енергетичними характеристиками для виконання операцій вирубування та перфорації деталей взуття в легкій промисловості / Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки, 2018. – №4. – С. 22-29.

6. Поліщук О.С., Кармаліта А.К., Бурмістенков О.П. Дослідження пристрою з електромагнітним приводом для виконання операцій маркування та клеймування деталей одягу та взуття / // Вісник Херсонського національного технічного університету, 2018. – №4. – С. 277-288.

7. Павловський, М.А. Теоретична механіка / М.А. Павловський –К.:Техніка,2002. – 510с.

8. Polishchuk O., Karmalita A. Press equipment with linear electric engines: existing designs, characteristics and fields of use. Interdisciplinary integration of science in technology, education and economy. Monograph: editer by J.I. Shalapko, B. Żółtowski. Bydgoszcz, Poland, – 2013. – P.165-171.

									Арк.
									74
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

9. Математична модель електрогідравлічного вирубу вального пресу консольного типу / А. К. Кармаліта, Д. М. Якимчук // Вісн. Хмельниц. нац. ун-ту. Техн. науки. – 2010. – № 5. – С. 98-103.

10. Оптимізація електроприводу гідравлічних вирубних пресів / А. К. Кармаліта // Вісн. Київ. нац. ун-т технологій та дизайну. – 2010. – № 5, т. 2. – С. 52-55.

11. Кармаліта А.К. Монографія «Високоєфективне пресове обладнання в легкій промисловості» – Хмельницький: ХНУ, 2008р.- 164с.

12. Механічна технологія та обладнання вирубних операцій у легкій промисловості: навч. посіб. для студентів вищ. навч. закл. / А. К. Кармаліта. – Хмельницький: ХНУ, 2011. – 170 с.

ДОДАТОК А

						Арк.
						76
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		