

ВСТУП

Подальший розвиток гірничої промисловості потребує збільшення продуктивності буріння у 2-4 рази. Для цього необхідно вдосконалення механічних способів буріння та пошук нових. Удосконалення бурильних машин здійснюється рахунок збільшення параметрів навантаження на інструмент, механізації та автоматизації допоміжних операцій.

Одним з широко застосовуваних способів буріння свердловин на сучасних гірничо-видобувних підприємствах є ударно-обертальний спосіб із застосуванням занурних пневмоударників, досвід використання яких протягом тривалого періоду показує значне зростання їх продуктивності та ресурсу. Так, швидкість буріння міцними породами збільшилася до 800 мм/хв і більше, а стійкість до 8000 п. м і більше. Загалом це стало можливим за рахунок значного підвищення потужності пневмоударників шляхом застосування енергоносія високого тиску (2.0 – 2.5 МПа), а також завдяки удосконалення їх конструкцій. Все більше пневмоударники використовуються в геологорозвідці та в снарядах для буріння з одночасною обсадкою. Механічна швидкість пневмоударного буріння зростає в порівнянні з обертальним, хоча в породах середньої міцності та міцних обертальне буріння шарошечними долотами при раціональних режимах може забезпечувати більш високі швидкості.

При створенні нових конструкцій необхідно враховувати специфіку гірничого виробництва та виготовлення цих машин. Вивчення сучасних зарубіжних конструкцій занурювальних пневмоударників показує, що вони відносяться до беззолотникового типу з вихлопом всього відпрацьованого повітря на забій свердловини без перфорацій стінок корпусу і мають високу продуктивність та ресурс. Як енергоносії використовуються стиснене повітря високого тиску, що визначає високу потужність пневмоударників, що складається в основному із високого значення енергії удару. Конструкції машин спираються на застосування високоякісних матеріалів та прогресивної технології виготовлення.

Занурювальними пневмоударниками бурять вибухові свердловини глибиною до 40 (50) м і діаметром 80-150 мм, а з розширювачами - до 250-300 мм. При геологорозвідувальних роботах застосовують пневмоударники, що відрізняються більшою масою бойка, що підвищує коефіцієнт передачі удару через колонковий снаряд, наявністю зворотних клапанів, що запобігають попаданню в механізм води та шламу при спуску в свердловину. Діаметр свердловин 76-151 мм, глибина до 200-500 м. В умовах водопроявів практикується подача в свердловину невеликої кількості води та добавки поверхнево-активних речовин. Ефективність буріння знижується в міру збільшення підпору на вихлопі пневмоударника.

Відомі дослідження виявили ряд не вирішених завдань, розв'язання яких потребує глибокого аналізу та визначення нових, не стандартних шляхів удосконалення конструкцій бурильних машин.

Отже дослідження процесу роботи занурних бурильних машин надмалого діаметру та визначення раціональних конструкцій та параметрів такого обладнання є **актуальним науково-технічним завданням.**

Метою роботи є покращення режиму роботи занурних бурильних машин надмалого діаметру за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів бурильних машин.

Об'єкт досліджень – процес роботи занурного пневмоударника надмалого діаметру.

Предмет дослідження – занурного пневмоударника надмалого діаметру.

1. АНАЛІЗ ЗАНУРНИХ ПНЕВМОУДАРНИКІВ

1.1. Аналіз та обґрунтування конструктивної схеми для занурних пневмоударників

У нашій країні використовуються різні види занурних пневмоударників, технічні вимоги до яких регламентовано ДСТУ 13879-80, який не визначає принципові схеми та конструктивне виконання, але він дозволяє використовувати різні передові рішення.

Незважаючи на простоту ударного механізму, розробка конструкції пневмоударника – дуже важке завдання. Основні деталі цих механізмів працюють при граничних напругах за умов циклічних ударних навантажень. Умови, в яких доводиться працювати машині є дуже важкими, особливо, оскільки вона використовується глибоко в свердловині, що і пояснює підвищені умови до її міцності, надійності та технічного ресурсу [10-12].

Потужність ударного механізму є визначальним фактором збільшення швидкості пневмоударного буріння. Однак підвищення потужності пневмоударників обмежене габаритами свердловини [18].

Під час пошуки нових принципових схем та конструктивних рішень, спрямованих на створення потужних та надійних машин, розвивалася теорія, накопичувався великий досвід. На сьогоднішній день розроблено багато конструкцій занурних пневмоударників за параметрами, за потужністю, за габаритами за системою повітророзподілу. Однак з розроблених схем та конструкцій мало таких, що дозволяють створити досить потужні прості та надійні механізми, придатні для практичного використання.

Розглянемо класифікацію найвдаліших конструкцій занурних пневмоударників [18]:

1. За типом повітророзподілу
 - Клапане;
 - Золотникове;
 - Беззолотникове (безклапанне);

- Комбіноване (клапанно-беззолотникове);
 - Дросельне.
2. За кількістю робочих камер циліндра
- Однокамерні;
 - Багатокамерні.
3. За конструкцією корпусу
- Сорочкові. Сорочка закриває пази, вифрезеровані на зовнішній поверхні циліндра, призначені для подачі стисненого повітря в передню порожнину циліндра та відведення відпрацьованого повітря в свердловину. Недоліками таких конструкцій є те, що сорочка, піддаючись інтенсивному зносу внаслідок тертя пневмоударника об стінки свердловини, швидко виходить з ладу; пази, призначені для проходження стисненого повітря в передню порожнину пневмоударника та вихлопу відпрацьованого повітря у свердловину, знижують міцність циліндра.
 - Безсорочкові. Безсорочкова конструкція є перспективнішою, оскільки при цьому в кілька разів збільшується термін служби пневмоударника і спрощується його конструкція. В даному випадку підведення стисненого повітря в передню порожнину циліндра проводиться через отвори в поршні-ударнику і центральну трубку.
4. За кінематицкою ударного вузла
- Однопоршневі:
 - а) одноступінчасті;
 - б) одноступінчасті з додатковим штовхачем;
 - Багатопоршневі:
 - а) з жорстким зв'язком (багатоступінчасті);
 - б) без жорсткого зв'язку.

Найбільш поширені однопоршневі, одноступінчасті пневмоударники, як найпростіші у конструктивному відношенні.

Розглянемо вимоги до занурювальних пневмоударних машин [14-18]

1. Вихлоп на забій свердловини. Ця вимога актуальна для будь-яких

занурювальних пневмоударників, оскільки вихлоп на забій свердловини сприяє кращому її очищенню від бурового шламу, що позитивно позначається на швидкості буріння. Зруйнована порода, що відокремилася від вибою, не передрібнюється, підхоплюється повітряним потоком і витягується зі свердловини.

2. Закритий тип пневмоударника. Машини закритого типу мають ряд переваг у порівнянні з машинами відкритого типу. Закритий тип корпусу унеможливорює попадання бруду всередину машини, що позитивно впливає на загальну надійність. Попадання бурового шламу в робочі камери пневмоударника сприяє його інтенсивному зносу та виходу з ладу. У машинах закритого типу відсутні бічні отвори у корпусі, через які відбувається часткова втрата стисненого повітря.

3. Відсутність каналів у корпусі. Повітропровідні канали в корпусі пневмоударника займають корисну площу поперечного перерізу, що знижує енергію удару, послаблюють корпус, ускладнюють виготовлення машини.

4. Максимальне використання площі перерізу корпусу. Максимально ефективне використання площі поперечного перерізу машини дозволяє забезпечити високу енергію удару.

5. Відсутність отворів у ударнику. Отвори в ударнику послаблюють його конструкцію, знижують ресурс, що негативно позначається на надійності машини.

6. Мала маса та висока швидкість ударника. Зниження маси та збільшення швидкості руху ударника дозволяють підвищити частоту ударів, що позитивно позначається на потужності машини та швидкості буріння.

7. Використання високоякісних сплавів виготовлення деталей машини. Деякі деталі пневмоударника працюють у сильно навантажених умовах, тому їх необхідно виготовляти із високоякісних сталей. Використання неякісних матеріалів може призвести до швидкого зношування та поломки машини.

В Інституті гірничої справи ім. Н.А. Чинакалу Сибірського відділення РАН була розроблена конструктивна схема пневмоударника малого діаметра, що відповідає вищевикладеним вимогам (рис. 1.1). Дана конструкція виконана за принципом беззолотникового розподілу повітря і призначена для роботи на звичайному тиску стисненого повітря (0,5-0,6МПа). Далі необхідно порівняти її

енергетичні характеристики з характеристиками пневмоударників інших конструкцій для вибору найбільш енергоємної схеми [14-18].

Розглянемо схеми повітророзподілу пневмоударників відзначивши переваги та недоліки кожної з них:

1. Клапаний розподіл повітря. До машини з клапанною системою повітророзподілу відноситься пневмоударник М48, що серійно випускається до теперішнього часу, розроблений в Інституті гірничої справи СО АН СРСР (рис.1.1).

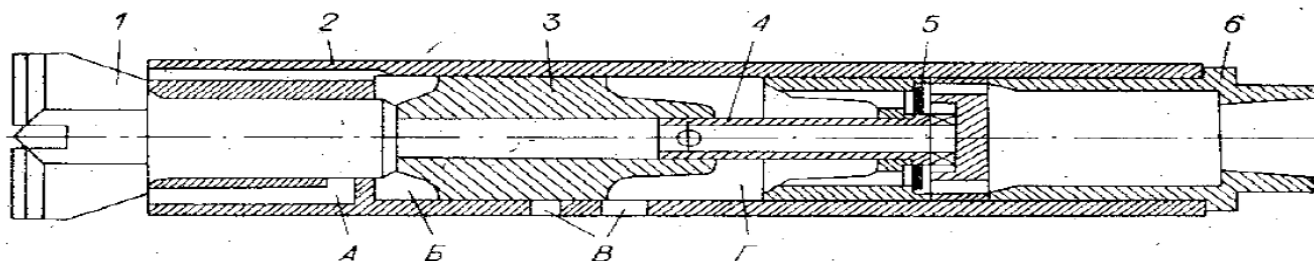


Рис 1.1 - Конструктивна схема пневмоударника М48 з клапанним розподілом повітря [14-18]

Пневмоударник працює наступним чином: стиснене повітря надходить через перехідник 6 і за допомогою розподільного пристрою з кільцевим пластинчастим клапаном 5 подається через трубку 4 і канал ударника 3 в камеру зворотного ходу Б або в камеру прямого ходу Г. Вихлоп радіальний, через вихлопні вікна В корпусу 2. Повітря для очищення вибою свердловини відбирається з камери Б. При зниженні зусилля подачі інструмент 1 відходить вперед, відкриваючи блокувальні вікна А, робота ударного механізму припиняється, і забій інтенсивно продувається [14-18].

2. Золотниковий розподіл повітря. Золотникове розподіл повітря показано на прикладі пневмоударника, розробки Новокузнецького СХОДНІГРІ (рис. 1.2) [14-18].

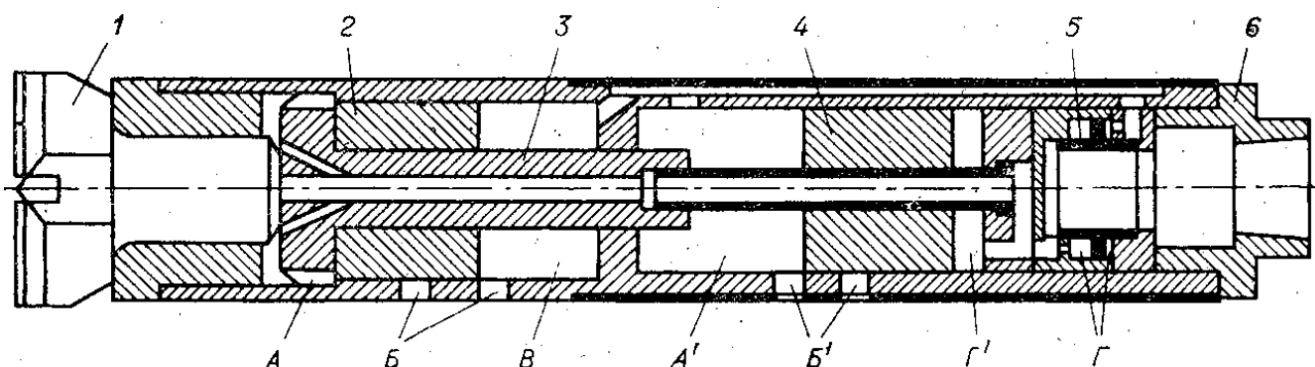


Рис 1.2 - Конструктивна схема пневмоударника із золотниковим розподілом повітря [14-18]

Ударний двомасовий механізм, з двокамерним циліндром. Стиснене повітря надходить через перехідник 6 і за допомогою трубчастого золотника 5 подається в камери зворотного ходу і прямого ходу B' , а потім в камери прямого ходу і зворотного ходу A' . Вихлоп радіальний через вихлопні вікна B і B' . Золотник перекидається за рахунок різниці тисків у порожнинах Γ . Ударники 2 і 4 синхронно переміщуються у взаємно протилежних напрямках і по черзі завдають ударів по штоку 3, що передає ударні імпульси інструменту 1 [14-18].

Золотниковий розподіл повітря в існуючих конструкціях пневмоударників не застосовується. В результаті випробувань встановлено, що золотниковий механізм розподілу повітря швидко виходить з ладу, як більш чутливий до забруднення в процесі експлуатації.

3. Беззолотниковий (безклапанний) повітророзподіл. Пневмоударник фірми «Mission», що серійно випускається, США реалізує в собі беззолотниковий (безклапанний) повітророзподіл (рис1.3) [14-18].

Стиснене повітря через перехідник 7 надходить у порожнину Γ ударника 4, звідки через канали подається в камеру зворотного ходу B . Передній центральний вихлоп з цієї камери здійснюється через канал A хвостовика 2 інструменту 1, в якості якого використовується шарошечне долото або пневмоударна бурова коронка. Камера прямого ходу E не має вихлопного тракту та постійно наповнена стисненим повітрям.

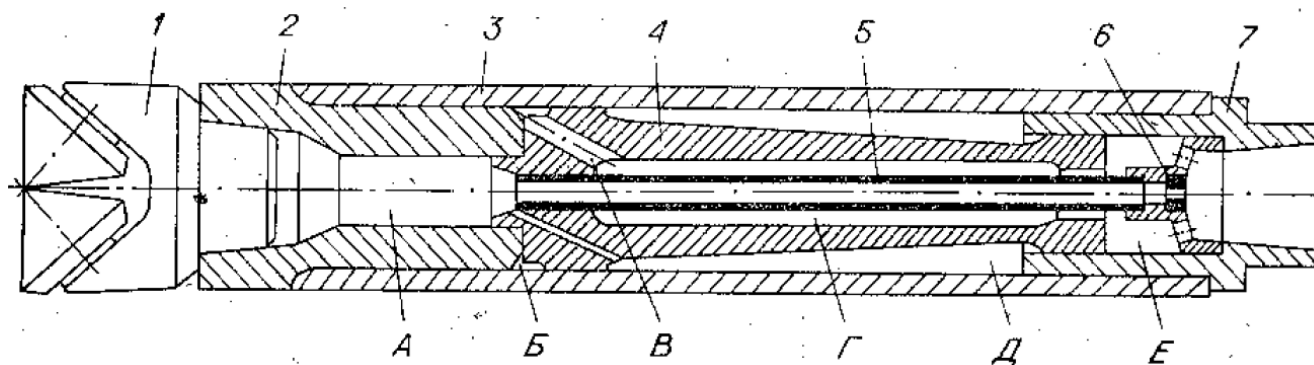


Рис 1.3 - Конструктивна схема пневмоударника фірми «Mission», США з беззолотниковим (безклапанним) розподілом повітря [14-18]

У порожнину Д стиснене повітря не підводиться. Корпус 3 не має поздовжніх та радіальних каналів (пневмоударник закритого типу). Через трубку 5 додатково подається стиснене повітря для поліпшення очищення вибою, витрата повітря визначається прохідним перерізом змінного сопла 6.

В даний час велика увага приділяється створенню пневмоударників з безклапанним розподілом повітря. Зміна напрямку руху стисненого повітря в цьому випадку досягається шляхом перекриття відповідних каналів поршнем-ударником. Пневмоударники з безклапанним розподілом повітря, в порівнянні з клапанними, мають меншу витрату вільного повітря, більш просту і надійну конструкцію [14-18].

4. Комбіноване (клапанно-беззолотникове) повітророзподіл. Варіант схеми з комбінованою системою розподілу повітря, представлений на рис. 1.4, розробка ІГД СО АН СРСР [14-18].

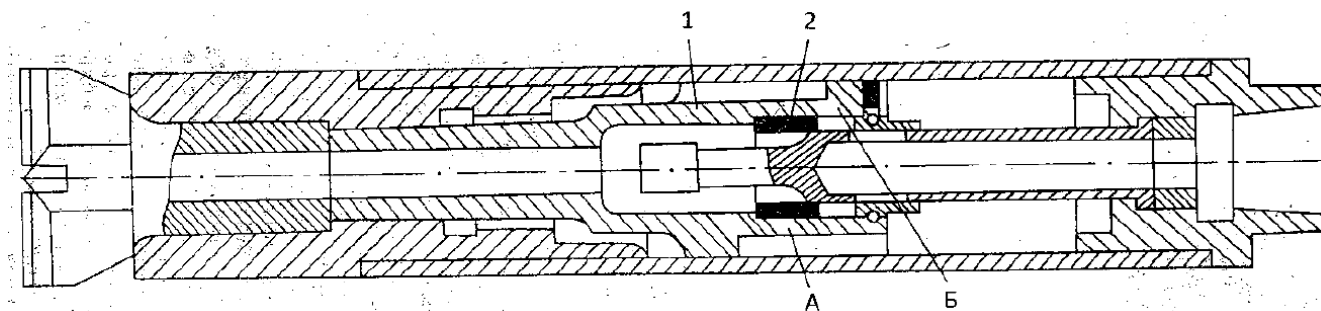


Рис 1.4 - Конструктивна схема пневмоударника з комбінованим розподілом повітря [14-18]

Відрізняється застосуванням трубчастого золотника 2 розташованого всередині ударника 1. При перекиданні золотника поперемінно відкриваються канали А і Б ударника, а також змінюється положення кромки, що відпускають, керуючих впуском стисненого повітря в робітники: камери циліндра. Схема дає можливість подовжити ділянки шляху ударника, на яких подається повітря як при зворотному, так і прямому ході, і в результаті підвищити потужність ударного механізму [14-18].

5. Дросельний розподіл повітря. Варіант схеми з дросельною системою розподілу повітря, представлений на рис. 1.5, розробка ІГД СО АН СРСР [14-18].

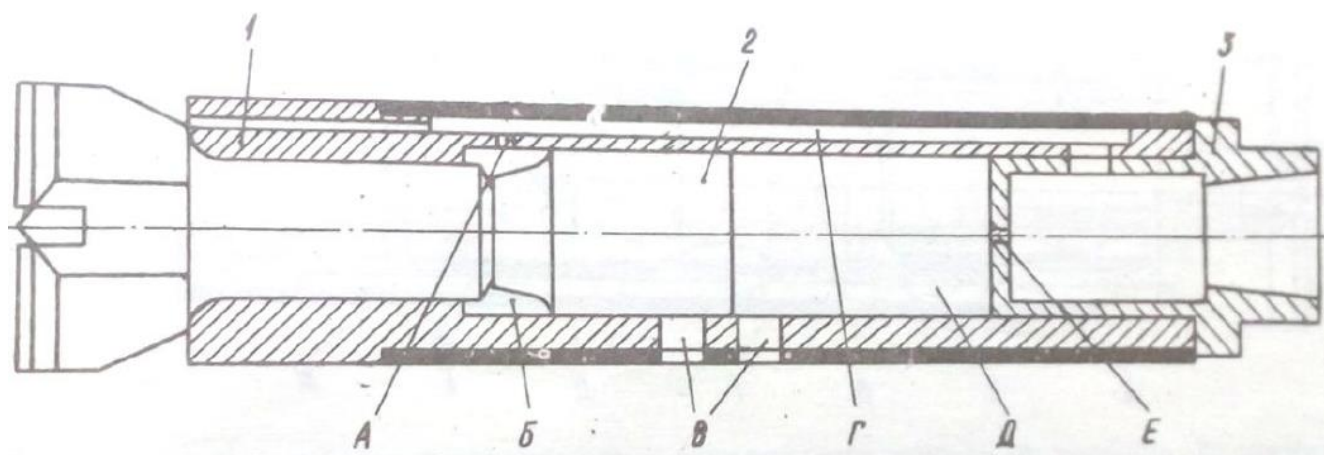


Рис 1.5 - Конструктивна схема пневмоударника з дросельним розподілом повітря [14-18]

Стиснене повітря надходить через перехідник 3, а потім через канал Г корпусу 1 і калібровані отвори (дроселі) А і Е безперервно подається в робочі камери Б і Д циліндра, в якому переміщається ударник 2. Вихлоп -радіальний, через вихлопне вікно [14-18].

Не всі системи розподілу повітря можна реалізувати в діаметрі корпусу 40 мм, зважаючи на їх конструктивні особливості. Таким чином, системи з повітророзподільною трубкою та каналами в корпусі не помістяться в заданий переріз [14-18].

Слід зазначити, що застосування співвідношень до розрахунку нових машин можна рекомендувати тільки в тому випадку, якщо умови експлуатації нової

машини та прототипу такі, що коефіцієнт відскоку ударника від інструмента обох машин приблизно однаковий [14-18].

Змодельюємо пневмоударники з комбінованою (рис 1.6), клапанною (рис 1.7), дросельною (рис 1.8) системами розподілу повітря в діаметрі корпусу 40 мм. Діаметр і довжина корпусу обмежені параметрами верстата та діаметром свердловини. Зведемо основні параметри отриманих моделей таблицю 4, разом із параметрами пневмоударника, розробленого в ИГД СО РАН, для подальших розрахунків енергетичних показників машин [14-18].

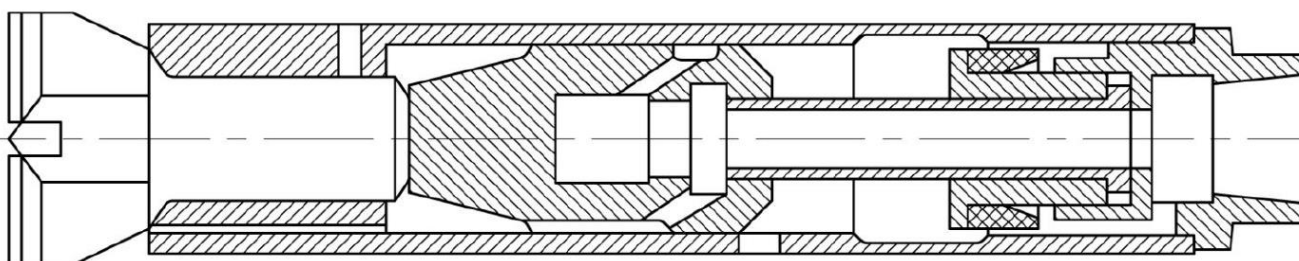


Рис 1.6 - Конструктивна схема пневмоударника з комбінованим розподілом повітря

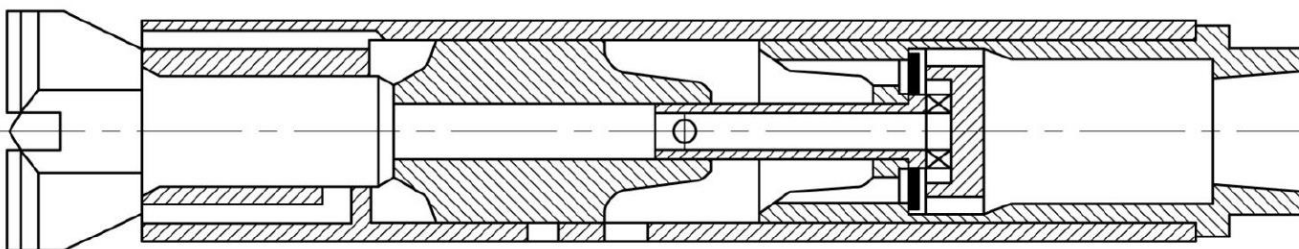


Рис 1.7 - Конструктивна схема пневмоударника з клапанним розподілом повітря (М48)

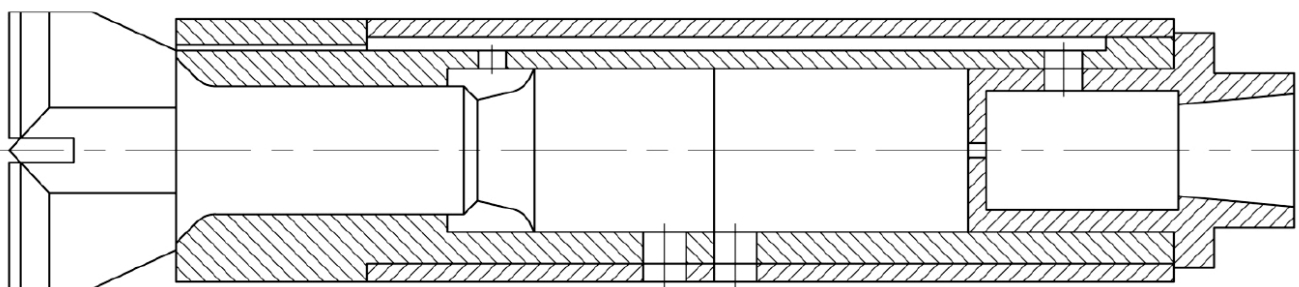


Рис 1.8 - Конструктивна схема пневмоударника з дросельним розподілом повітря

1.2. Аналіз методик визначення занурних пневмоударників

Під час аналізу та обґрунтування раціональної конструктивної схеми пневмоударника необхідно змодельовати існуючі пневмоударники, що добре зарекомендували себе, з різними системами повітророзподілу, скориставшись теорією, запропонованою Суднішниковим Б. В., в якій йдеться про те, що пневмоударник, обраний як прототип, розглядається як модель створюваної машини, виконана в певному масштабі. Тоді, згідно з цією теорією, при переході від прототипу до нової машини необхідно [14-18]:

- всі осьові розміри прототипу змінити в α разів;
- масу ударника та інших інерційних елементів - у β разів;
- діаметральні розміри - у $\sqrt{\beta/\alpha}$ разів.

Таке масштабування забезпечить незмінну порівняно з прототипом питому витрату стисненого повітря і швидкість співударяння ударника з інструментом.

Користуватися цими закономірностями масштабування можна тільки в тому випадку, якщо умови експлуатації нової машини та прототипу такі, що коефіцієнт відскоку ударника від інструмента обох машин приблизно однаковий [14-18].

Відомі базові залежності для визначення параметрів занурних пневмоударників [18]:

Середній тиск під час руху поршня, МПа [18]

$$p_{cp} = \frac{3}{4} \cdot \frac{(p_0 + p_k)^2}{2 \cdot p_0 + p_k} \quad (1.1)$$

де p_0 – номінальний робочий тиск у мережі, МПа; p_k – тиск у камері прямого ходу під час початку вихлопу, МПа

Енергія удару, Дж [18]

$$A = F \cdot s_k \cdot p_{cp} \quad (1.2)$$

Де F – площа ударнику зі сторони камери прямого ходу, м²; s_k – шлях ударнику до початку вихлопу у період прямого ходу, м

Час прямого ходу, с [18]

$$\tau_n = K \cdot \sqrt{\frac{m \cdot s_k}{p_0 \cdot F}} \quad (1.3)$$

де коефіцієнт K [18]

$$K = D + \frac{2 \cdot \lambda}{1 + \psi_k} \cdot D^{-1} \quad (1.4)$$

де коефіцієнт D [18]

$$D = \sqrt{\frac{6}{2 + \psi_k}} \quad (1.5)$$

де коефіцієнт ψ_k [18]

$$\psi_k = \frac{p_k}{p_0} \quad (1.6)$$

де коефіцієнт λ [18]

$$\lambda = \frac{\delta}{s_k} \quad (1.7)$$

де δ - шлях ударнику від початку вихлопу до удару по інструменту, м

Час циклу, с [18]

$$T = 2.5 \cdot \tau_n \quad (1.8)$$

Кількість ударів за хвилину, хв-1 [18]

$$n = \frac{60}{T} \quad (1.9)$$

Потужність ударного механізму, Вт [18]

$$N = \frac{A \cdot n}{60} \quad (1.10)$$

Швидкість удару по інструменту, м/с [18]

$$V_y = \sqrt{\frac{2 \cdot A}{m}} \quad (1.11)$$

1.3. Мета, об'єкт, предмет, завдання та методи дослідження

Метою роботи є покращення режиму роботи занурних бурильних машин надмалого діаметру за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів бурильних машин.

Об'єкт досліджень – процес роботи занурного пневмоударника надмалого діаметру.

Предмет дослідження – занурного пневмоударника надмалого діаметру.

Завдання дослідження

1. Аналіз шляхів удосконалення занурних пневмоударників для ударно-обертового буріння;
2. Розробка моделі занурного пневмоударника надмалого діаметру на основі існуючої моделі занурного пневмоударника АШ-23
3. Розробка комп'ютерної моделі занурного пневмоударника надмалого діаметру;
4. Дослідження занурного пневмоударника надмалого діаметру та вибір раціональних параметрів , що забезпечать максимальну енергію удару.
5. Дослідження впливу спрацювання пар тертя занурного пневмоударника надмалого діаметру на енергію удару.
6. Розробка рекомендацій щодо експлуатації занурного пневмоударника надмалого діаметру

2. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МІКРОУДАРНИКІВ

2.1. Загальна методика досліджень

Задля досягнення поставленої мети з покращення режиму роботи занурних бурильних машин надмалого діаметру за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів бурильних машин, планується проведення наступних досліджень.

На першому етапі проводиться аналіз літературно-патентних джерел з метою визначення шляхів удосконалення занурних бурильних машин надмалого діаметру. На основі результатів аналізу будується лінія розвитку бурильних машин.

На наступному етапі розробляється модель занурного пневмоударника надмалого діаметру на основі існуючої моделі занурного пневмоударника АШ-23.

Діла на основі розробленої моделі будується комп'ютерна модель у системі SimulationX.

На наступному етапі проводиться дослідження занурного пневмоударника надмалого діаметру та вибір раціональних параметрів, що забезпечать максимальну енергію удару, а також дослідження впливу спрацювання пар тертя занурного пневмоударника надмалого діаметру на енергію удару.

Грунтуючись на результатах проведених досліджень, розробляються рекомендації щодо експлуатації занурного пневмоударника надмалого діаметру

2.2. Аналіз шляхів удосконалення конструкційних схем занурних пневмоударників

Пневмоударники [1] з безклапанним повітророзподілом, в яких перекриття повітропідвідних каналів проводиться при їх русі в робочих камерах, що мають потовщену циліндричну частину на стрижнях і наскрізні отвори всередині них, відомі.

Відмінність описуваного ударника полягає у виконанні його з хвостовиком, що є одночасно золотниковою камерою, закритою з торцевої частини.

Таке виконання пневмоударника забезпечує спрощення його конструкції.

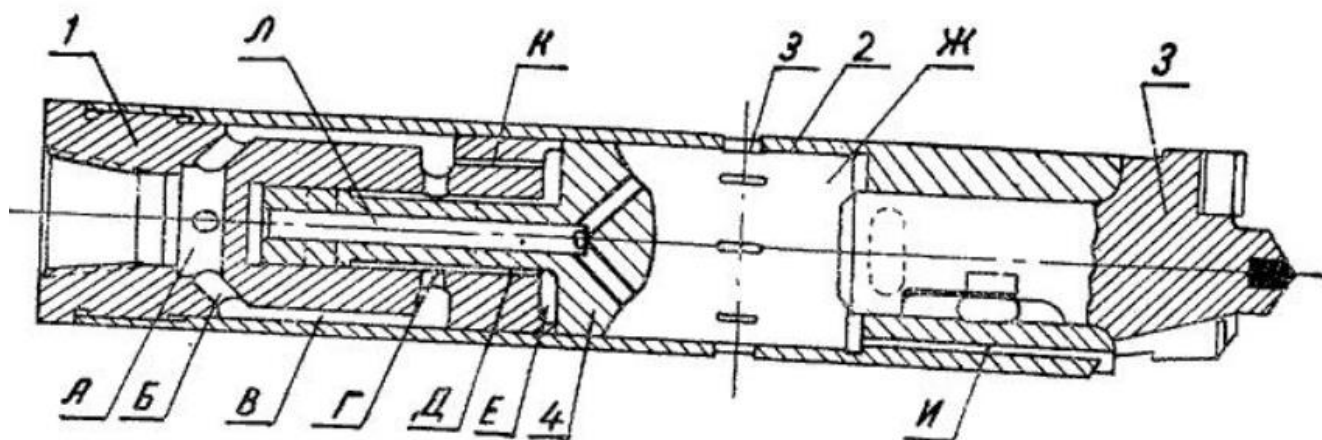


Рис 2.1 – До патенту [1]

На кресленні схематично зображено пневмоударник у розрізі з безклапанним розподілом повітря. Пневмоударник складається з наступних основних частин: хвостовика 1, корпусу 2, коронки 3 і ударника 4. складається з стрижня з потовщеною циліндричною частиною і наскрізним внутрішнім отвором-каналом.

Принцип роботи пневмоударника полягає в наступному. Через бурову штангу, на яку попередньо одягнений різьбовим кінцем хвостовика пневмоударник, повітря або повітряна суміш подається в камеру А. З камери А через канал Б повітря проходить в розточування хвостовика В, з якої через отвір Г надходить в розточування Д, далі в камеру стиснення Е та рухає ударник. Повітря, що знаходиться в камері Ж під ударником, виходить в атмосферу через вихлопні канали 3 і канали для продування І. При своєму русі ударник перекриває отвори Г і 3. При подальшому русі ударник відкриває отвір /" і в цей момент відбувається удар по торцю коронки. Після удару відбувається відкидання ударника за рахунок енергії стисненого повітря, що надходить внутрішнім каналом 11. Повітря з верхньої камери при цьому виходить через вихлопні вікна 3. Надалі ударник рухається за рахунок кінетичної енергії і при цьому закриває вихлопні вікна 3 та отвори Г. Пройшовши деяку відстань, ударник відкриє отвір Г і через розточування

Д пропустить стиснене повітря в камеру Ж. Далі цикл повторюється. У тілі хвостовика є канал, призначений для перекладу ударника в нижнє положення. Видалення бурового шламу проводиться стислим повітрям, що надходить на забій через отвір И.

Здебільшого авт. св. № 184768 [2] описаний занурювальний пневмоударник, що включає циліндр, виконаний без радіальних і поздовжніх каналів у його тілі, поршень, повітророзподільний пристрій з центральним трубчастим штоком-золотником, що входить в отвір поршня, здійснює розподіл енергоносія через радіальні канали в поршні і поздовжні вирізи та інструмент із центральним каналом для вихлопу відпрацьованого енергоносія на забій свердловини. Шток-золотник має радіальні канали для підведення енергоносія до радіальних каналів поршня.

Описаний в основному авторському свідоцтві занурювальний пневмоударник, будучи одним з найбільш досконалих пневмоударників з безклапанним розподільником повітря, володіє меншою потужністю в порівнянні з клапанними пневмоударниками, що мають аналогічні обсяги робочих камер.

Для усунення цього недоліку пропонується занурювальний пневмоударник забезпечений додатковим кільцевим золотником, рухомо встановленим на штоку-золотнику всередині поршня.

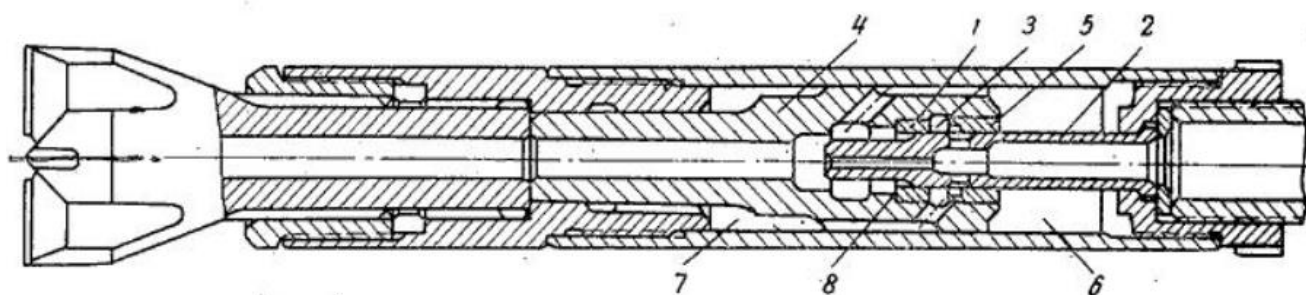


Рис 2.2 – До патенту [2]

На кресленні схематично зображено занурювальний пневмоударник у розрізі.

Додатковий кільцевий золотник / рухомо встановлений на штоку-золотнику 2 у внутрішній проточці 3 поршня 4, закритою пробкою 5. Під дією різниці тисків в робочих камерах 6 і 7 пневмоударника золотник 1 переміщається на певну

відстань між упорним торцем 8 і пробкою . здійснює найбільш досконалий вид циклу, коли свіжий енергоносій при прямому і зворотному ході поршня надходить відповідно в камеру прямого ходу і в камеру 7 зворотного ходу в період всього можливого шляху поршня під тиском і відсікається безпосередньо перед початком вихлопу.

Пневмоударник [3] пропонованої конструкції відрізняється від відомих тим, що внутрішня коронка вільна від статичного осьового тиску. Це досягається установкою внутрішньої коронки із зазором між її запличником і торцем пневмоударника. Зовнішню коронку при цьому виконують у вигляді змінної насадки, яка сприймає вагу бурових штанг і пневмоударника і передає його на забій свердловини потовщеними армованими виступами. Таке виконання пневмоударника значно підвищує ефективність буріння.

На корпус 1 пневмоударника насаджують втулку-насадку 2. У стінці насадки виконують отвори 3 для проходу шпонки 4, що скріплює коронку 5 і 2 насадку з корпусом пневмоударника. Хвостовик 6 коронки вільно проходить між трьома виступами 7 насадки, які армовані гладкими пластинками 6 з твердого сплаву. Армовані виступи 7 розташовані на одному урзні з трьома відстаючими лезами 9 триперої коронки з випереджальним лезом. Між запличником-коронки і торцем-пневмоударніка виконують зазор рівний в 2-3 мм,-шляхом зняття шару металу з коронки. Це забезпечує розвантаження коронки від осьового тиску та передачу його на забій через виступи насадки.

Таким чином, бойок 10 завдає ударів по коронці, вільної від тиску, створюваного вагою бурових штанг і пневмоударника. У міру зносу -виступів 7 насадку 2 можна опускати на величину зносу, поміщаючи між її верхнім торцем і запличником 11 кільце необхідної товщини.

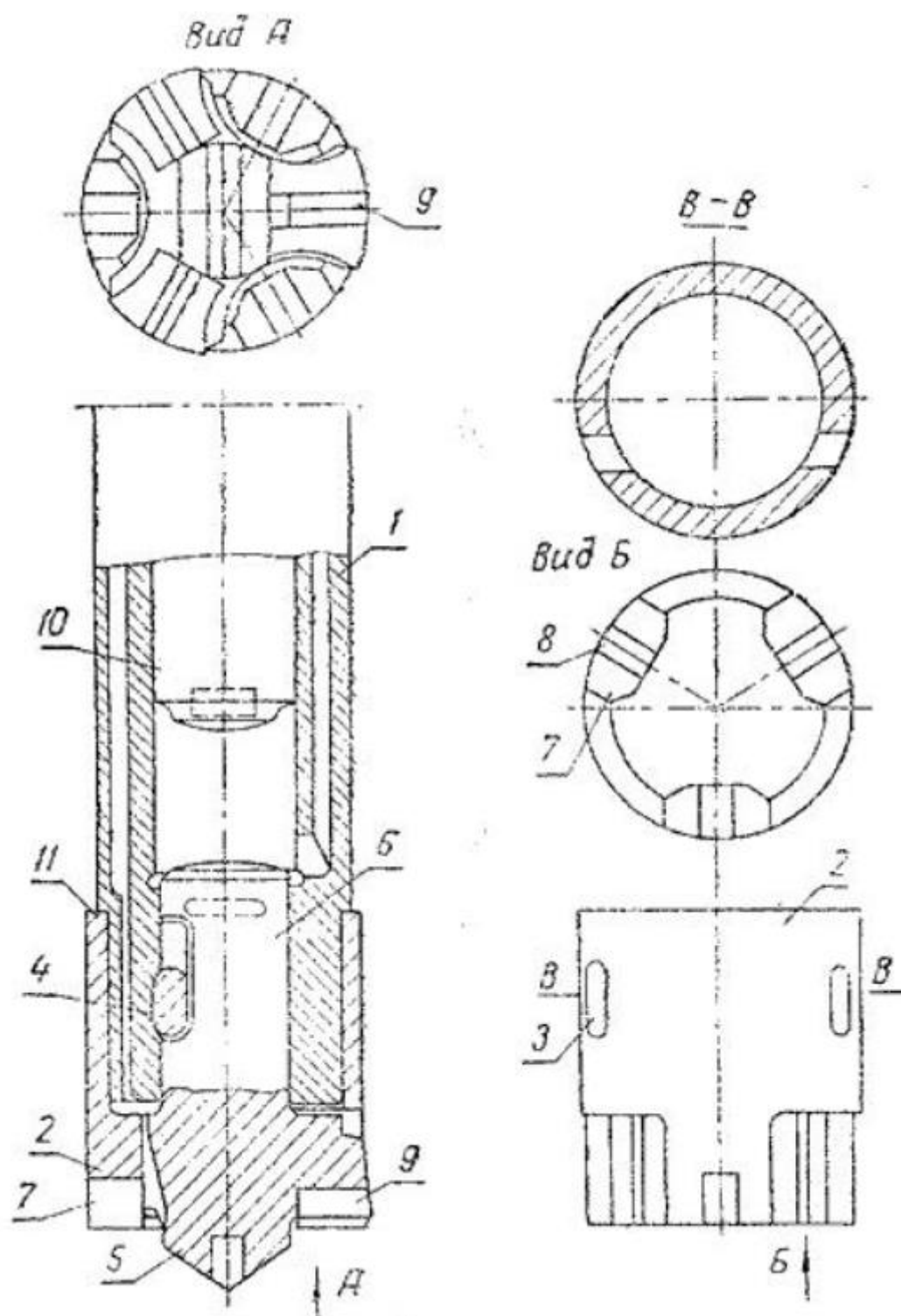


Рис 2.3 – До патенту [3]

Відомі пневмоударники [4], забезпечені циліндричним корпусом, всередині якого переміщається поршень-бойок, що має центральний канал і хвостовик, що входить у розподільчу повітря буксу, виконану у вигляді циліндричного склянки.

Пневмоударник, що описується, відрізняється тим, що всередині букси між її торцевою стінкою і хвостовиком поршня-бойка встановлений золотник, що утворює буферну камеру, обмежену зазначеною стінкою, і періодично перекриває центральний канал поршня-бойка, що збільшує його ударну потужність. Новим є також і те, що внутрішня циліндрична поверхня букси виконана з кільцевою проточкою, пов'язаною за допомогою радіальних та поздовжніх каналів у буксі з камерою робочого ходу. Завдяки цьому буферна камера періодично повідомляється з камерою робочого ходу. Крім того, торцева стінка букси може бути виконана з отвором, з якого буферна камера постійно повідомляється з магістраллю стисненого повітря.

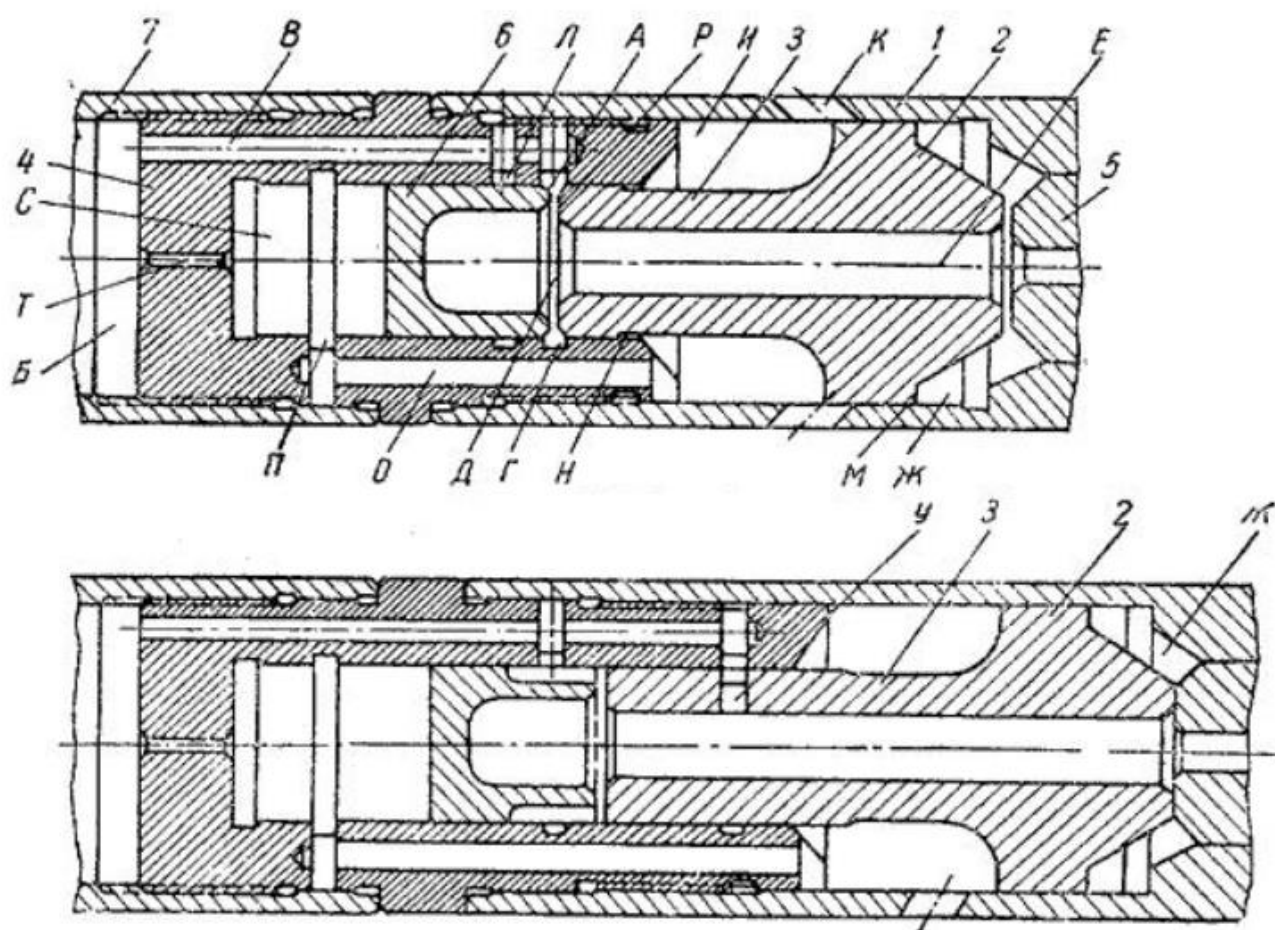


Рис 2.4 – До патенту [4]

Пневмоударник складається з наступних основних частин; циліндричного корпусу 1, поршня-бойка 2, хвостовик 3 якого входить у розподільчу повітря буксу

4, виконану у вигляді циліндричного склянки, коронки 5 і золотника 6 з шліфованим торцем А.

Принцип роботи пневмоударника полягає в наступному. Через бурову штангу (на кресленні не показана), на яку одягнений різьбовим кінцем хвостовик 7 пневмоударника, стиснене повітря подається в камеру Б. З цієї камери по каналу, кільцеву проточку Г, камеру Д і центральний канал Е поршня-бойка повітря надходить в камеру зворотного ходу Ж і переміщає поршень-бойок. З камери прямого ходу І через вихлопні вікна повітря виходить в атмосферу.

При подальшому русі поршня-бойка хвостовик перекриває кільцеву проточку Л і надходження стисненого повітря в камеру зворотного ходу Ж припиняється. Передня кромка і М поршня-бойка починає відкривати вихлопні вікна К. Тиск у камері Д починає різко падати. У той же час передня кромка І хвостовика 3 відкриває доступ стиснутому повітрі з кільцевої проточки Г і в камеру І, тиск в якій і в зв'язаній з нею каналом Про кільцевої проточки П швидко зростає. Золотник 6 рухається назустріч хвостовику 3, притискається своїм шліфованим торцем А до шліфованого торця Р хвостовика 3 і закриває центральний канал Е. Тиск в буферній камері С, сполученої через калібрований отвір Т в торцевій стінці букси з камерою . Імпульс тиску в буферній камері 3 зменшує час розгону поршня-бойка в прямому напрямку. Внаслідок значної різниці тисків на протилежних торцях, а також тому, що питома маса золотника значно менше питомої маси поршня-бойка золотник при русі поршня-бойка в прямому напрямку щільно притиснутий до хвостовика 3.

Таким чином, у період прямого ходу золотник повідомляє додаткову енергію поршню-бойку і цим дозволяє використовувати всю робочу площу останнього.

Стиснене повітря не може проникнути в центральний канал Е поршня-бойка до моменту, дуже близького до удару, коли відбудеться зміна знаків тиску на протилежних торцях золотника.

Можливий варіант, коли стиснене повітря надходить у камеру зворотного ходу Ж безпосередньо перед ударом через канали в хвостовику поршня-бойка.

Пневмоударник у такому виконанні має велику ударну потужність за рахунок збільшення середнього тиску в камерах прямого і зворотного ходу, менший протитиск в камері зворотного ходу в момент удару і в ньому використовується вся площа перерізу поршня-бойка без вирахування площі перерізу отвору центрального каналу.

Відомі пневмоударники [5] із застосуванням камери для встановлення коронки н повітророзподільного пристрою, що являє собою плаваючий золотник, що переміщається в аксіальному напрямку під дією стисненого повітря, що подається в порожнини, розташовані з внутрішньої та зовнішньої сторін золотника.

Відмінність пневмоударника, що описується, полягає в тому, що золотник пневмоударника виконаний у вигляді диска, що направляється при своєму переміщенні безпосередньо циліндричним корпусом пневмоударника, і забезпечений в середній частині виїмкою, що зв'язує його з вихлопним каналом пневмоударника. Таке виконання пневмоударника дозволяє створювати більше зусилля для переміщення золотника у вихідне положення та використовувати його для випуску відпрацьованого повітря в атмосферу.

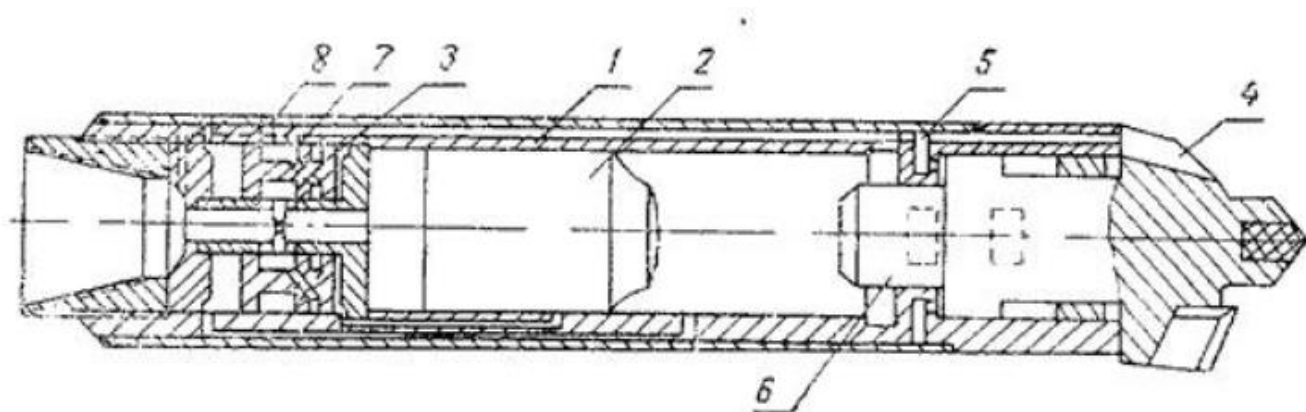


Рис 2.5 – До патенту [5]

На кресленні зображено пневмоударник у загальному вигляді.

У циліндричному корпусі 1 пневмоударника розташовані поршень 2, плаваючий золотник 3 і коронка 4. Безпосередньо до коронки примикає повітряна порожнина, призначена для обдування хвостовика 6 коронки і запобігає попаданню

пилу на поверхні, що труться. Золотник пневмоударника виконаний у вигляді диска, з середньою частиною виїмкою 7, що зв'язує золотник з вихлопним

Стиснене повітря, проходячи послідовно через бурову штангу н порожнини золотника, потрапляє в передню камеру стиснення і тиск на поршень, який при своєму русі завдає удару по коронці. Одночасно з цим повітря, що знаходиться в задній камері стиснення, витісняється каналом, розміщеним в тілі корпусу, у виїмку золотника і викидається в атмосферу. Не доходячи до останнього положення, поршень відкриває капал; з'єднаний із задньою порожниною золотника. Під впливом тиску повітря золотник переміщається у вихідне положення. Послідовний процес зворотного ходу здійснюється аналогічно.

Мета винаходу [6] - підвищення ударної потужності пневмоударника за рахунок усунення зазначених недоліків.

Для цього в пропонованому пристрої подовжній канал у штоку ударника розкритий радіальними отворами, що періодично з'єднують камеру прямого ходу з атмосферою.

На кресленні наведена схема пропонованого пневмоударника, що складається з циліндра 1, в якому ооводно переміщається ударник 2, що має поздовжній канал 3, що переходить у родіальний отвір у штоку; у верхній частині ударника є розточка 4, що періодично з'єднується з радіальними вікнами 5 розподільчої трубки 6, торець якої є елементом додаткової робочої камери, яка використовується на прямий хід ударника. Шток ударника центрується в буксі 7, в тілі якої є канали 8, що з'єднують камеру зворотного ходу 9 з утвореною камерою 10 яод носком ударника, і розточка 11, з'єднана з (поздовжніми каналами, спрямованими на вибій свердловини. Букса 7 закріплена в нижній частини циліндра при ідопомозі різьблення або спеціальної з'ємної різьбової ниткою.

Пропонований пневмоударник працює наступним чином.

При положенні ударника, як показано на і кресленні, вихлоп відпрацьованого енергоносія з камер (прямого ходу 12 і 13, постійно з'єднаних косими каналами I, здійснюється через поздовжній канал 3, що переходить у радіальний отвір у штоку ударні-I ка 2, кільцеву розточування поздовжні канали 15 в буксі 7.

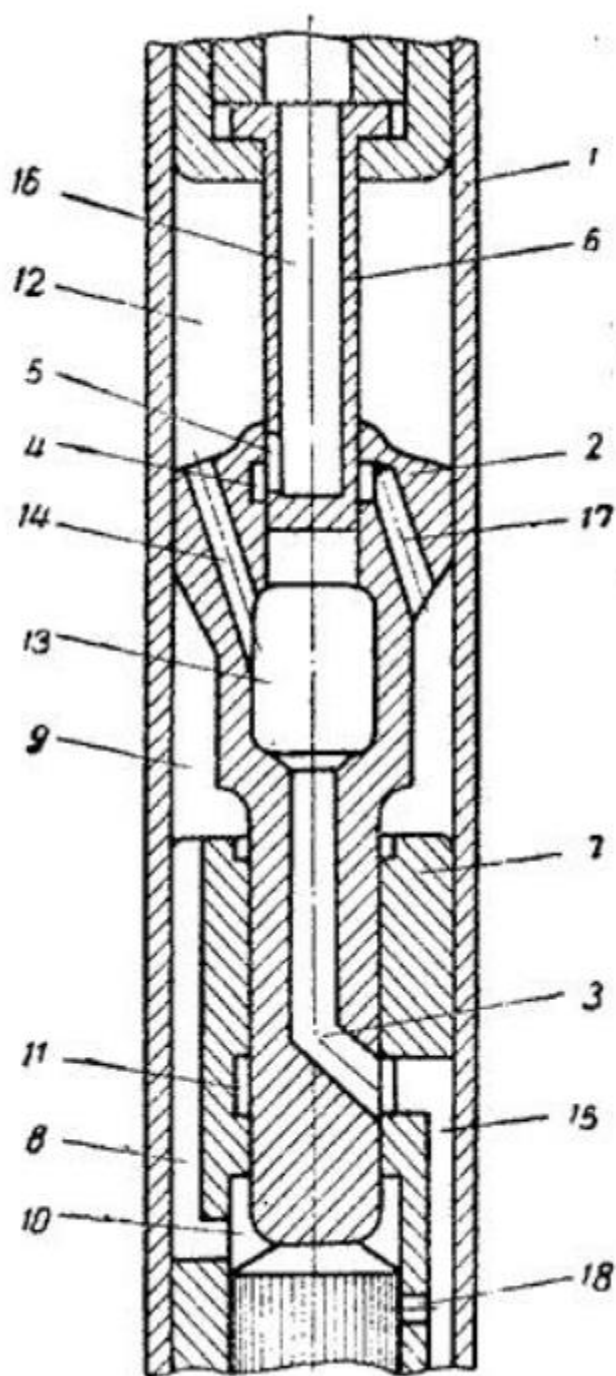


Рис 2.6 – До патенту [6]

Одночасно з цим відбувається зарядка камер зворотного ходу 9 до 10, постійно з'єднаних каналами 8 через осьовий канал 16, радіальні вікна 5 розподільчої трубки 6, далі через кільцеве розточування 4 поршні ударника 2 і косі 17. Під дією енергоносія відбувається зворотний 'хід ударника 2. При зворотному ході поздовжній канал 2, що переходить в 5 радіальний отвір в штоку ударника 2, перекривається тілом букси 7 і припиняється вихлоп з камер прямого ходу 12 і 13.

Відсічна кромка -кільцевої розточування 4 в поршні ударника відсікає впуск енергоносію І телека в камери зворотного ходу 9 і 10. Після того як ударник задньою кромкою в камері 13 відкриває радіальні вікна 5 розподільної трубки, відбувається впуск енергоносія в .3 камери. При подальшому русі ударника кромкою ударного торця відкривається розточка II і з'єднує камери зворотного ходу 9 і 10 з вихлопними каналами 15, спрямованими на забій свердловини. Таким чином, відбувається вихлоп відпрацьованого енергоносія з камер 9 і 10 зворотного ходу ударника.

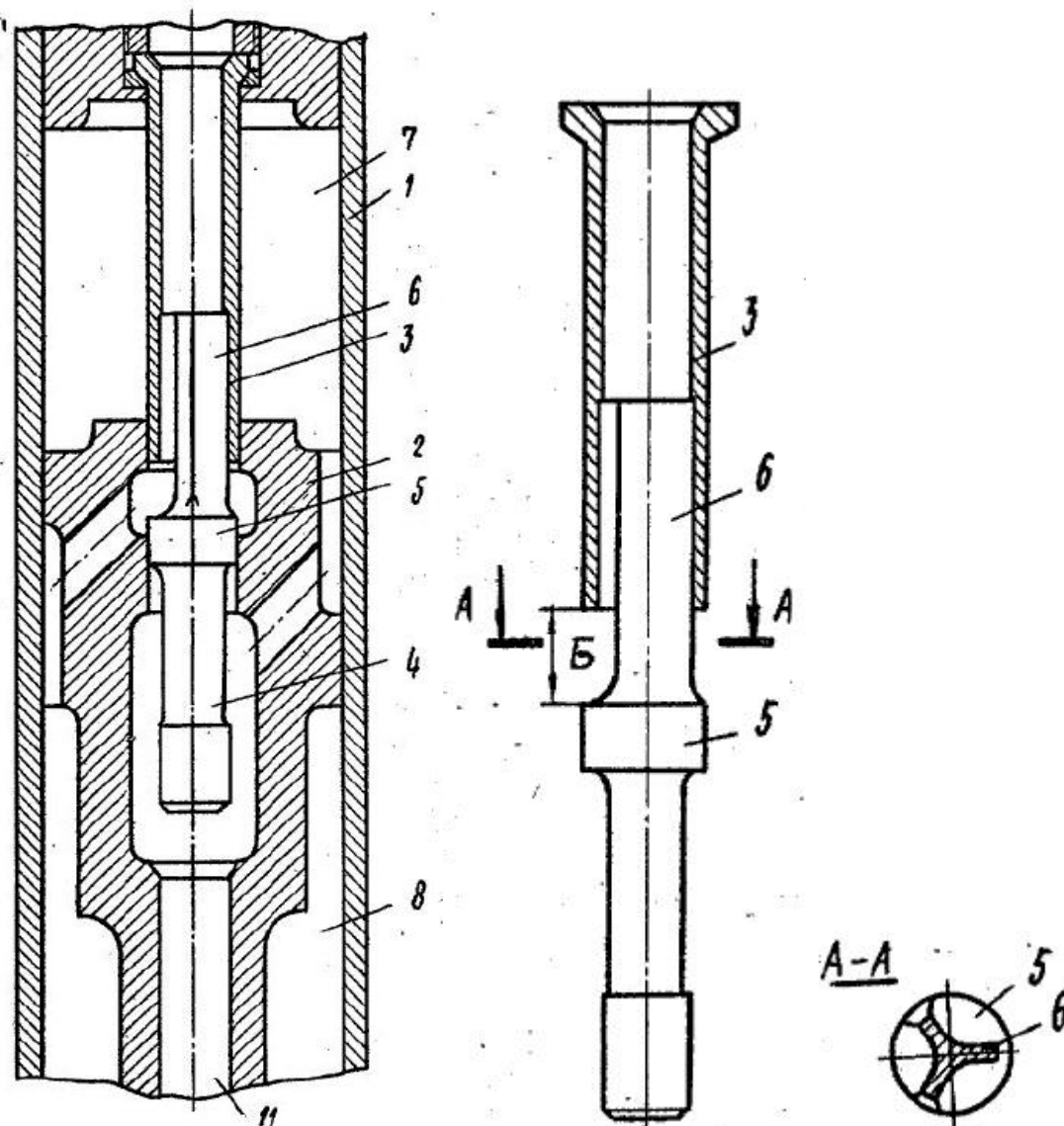
Під дією прямого енергоносія, що надходить у камери, ударник загальмовується, потім переходить на прямий хід.

При русі ударника вперед відсічна кромка камери прямого ходу 13 відсікає впуск енергоносія в камери прямого ходу 12 і 13. Наприкінці прямого ходу поздовжній канал 3, що переходить в радіальний отвір у штоку Ударника, з'єднується з кільцевою розточкою 11 букс. Відбувається вихлоп із камер прямого ходу. Ударник завдає удару по інструменту, після чого цикл повторюється. При зникненні опори ТПД інструментом інструмент і ударник переміщуються з положення, доведеного та креслення, вперед, всі робочі камери з'єднуються з атмосферою, і пневмоударник автоматично вимикається, посилюючи продування свердловину. При цьому поздовжній канал 3 в штоку ударника повідомляється з камерою 10, хвостовик бурової коронки відкриває радіальні клапани 18 в буксі, сполучені з атмосферою через .поздовжні канали 15. Одночасно камера прямого ходу 12 заряджається через відкрите ударником вікно 4 в трубці , 3, 15, камер 13, 10, клапанів 18.

Метою винаходу [7] є підвищення потужності пневмоударника шляхом збільшення площі повітропровідних каналів і забезпечення сепарації води від стисненого повітря.

Мета досягається тим, що центральна розподільна повітряна трубка виконана у вигляді гільзи і укріпленого в ній стрижня, що входить в гільзу частина якого виконана ребристою, при цьому її канали утворені зазором між торцем відсікача і торцем гільзи.

Крім того, ребра стрижня виконані спіральними, а кожне ребро у своїй основі має отвір, який повідомлено з центральним повітровідвідним каналом поршня.



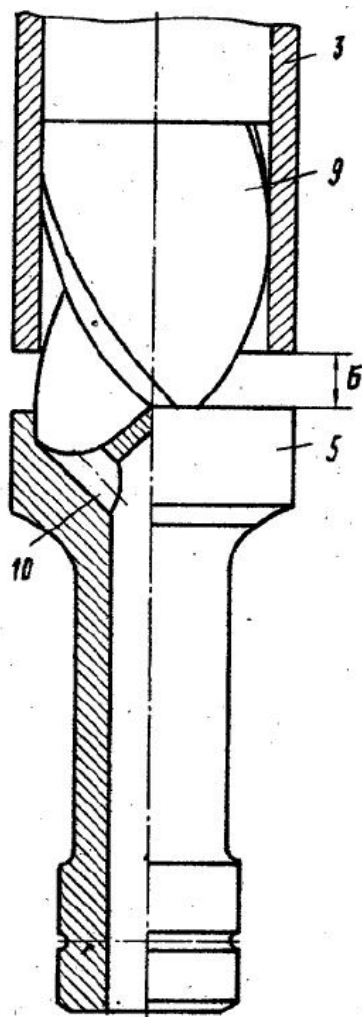


Рис 2.7 – До патенту [7]

Занурювальний пневмоударник містить корпус 1, поршень-ударник 2 центру; ну повітророзподільну трубку виконану складовою з гільзи 3 і стрижня 4 з відсікачем 5. Частина стрижня виконана ребристою, наприклад у вигляді триперого елемента 6, встановленого в гільзі так, що між торцями гільзи 3 і циліндричної частини відсікача 5 утворений кільцевий зазор Б робочі камери прямого 7 і зворотного ходу 8.

Кількість ребер (пір'я) у стрижні вибирається з умови одночасного забезпечення його жорсткості та максимального пропускного перерізу для стисненого повітря.

Для сепарації води від стисненого під: духу ребра виконані у вигляді спіралі .9, що має отвори 10 біля основи кожного пера, сполучені з центраним повітровідвідним каналом 11 поршня-ударника.

Робота пневмоударника здійснюється в такий спосіб.

Стиснене повітря, проходячи по розподільчій трубці вздовж спіральної: ребристого елемента 9, надходить у кільцевий зазор Б, утворений між торцями гільзи 3 і відсікача 5, далі - камеру 7 прямого і потім камеру 8 зворотного ходу.

Проходячи по спіральному ребристому елементу 9, вода, що входить до складу енергоносія, володіючи пристіночним ефектом і маючи питому масу, в 200 разів більшу, ніж маса повітря, збирається на поверхні спіралі і по отворах 10 надходить у центральний відвідний повітря канал 11.

Винахід дозволяє в початковий момент розтину зазору створити значно більший пропускний переріз і прискорити процес наповнення робочих камер, в результаті чого підвищуються енергетичні параметри пневмоударника. Спіральне виконання ребристого елемента забезпечує відокремлення води від стисненого повітря і перешкоджає попаданню її в робочі камери, що також сприяє збільшенню енергетичних параметрів, а в результаті все це забезпечує підвищення потужності пневмоударника в цілому.

Відомі пневмоударники [8] для буріння глибоких свердловин по міцних породах з розподілом повітря, що здійснюється хвостовою частиною поршня-бойка.

Відмінність описуваного пристрою від відомих полягає в тому, що долото пневмоударника виконано з прямокутними напрямними виступами, розташованими безпосередньо за армованою частиною долота. Таке виконання пневмоударника робить його компактнішим і значно покращує його конструктивну форму.

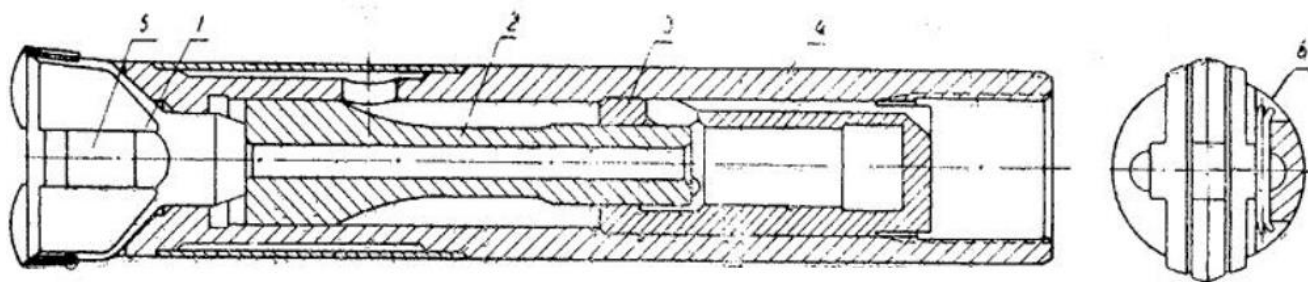


Рис 2.8 – До патенту [8]

Пневмоударник призначений для буріння глибоких свердловин по міцних породах і складається з долота 1, поршня-бойка 2 і букси 3, укладених в циліндричний корпус 4. Повітророзподіл здійснюється безпосередньо хвостовою частиною поршня-бойка, в результаті чого поршень-бойок отримує зворотно-поступальний рух і завдає ударів по долоту. Бічні сторони долота мають прямокутні напрямні, виступи 5, розташовані безпосередньо за армованою частиною долота, і входять у відповідні напрямні пази циліндричного корпусу долота. Для запобігання долоту від випадання застосований штифт 6, розміщений в пазах, що сполучаються долота і корпусу.

Технічне рішення відноситься [9] до гірської справи, а саме до занурювальних пневмоударників для проходження свердловин по породах середньої та високої фортеці, і може знайти застосування в будівництві.

Технічна задача - підвищення надійності за рахунок зниження напруг у меншому ступені хвостовика шляхом використання демпфуючих властивостей нерухомого сполучення хвостовика та головки ударника, а також за рахунок спрощення конструкції. Дана технічна задача вирішується тим, що в занурювальному пневмоударнику, що містить корпус з розточуванням в передній частині, ударник, що складається з голівки і хвостовика, виконаного ступінчастим, що охоплює хвостовик гільзу, що утворює з ударником з боку торця більшого ступеня хвостовика торцеву камеру і корпусом з боку головки ударника кільцеву камеру робочого ходу, а між камерами робочого ходу камеру холостого ходу і канал, що з'єднує торцеву і кільцеву камери робочого ходу, а також живильний канал, постійно з'єднаний з камерою холостого ходу, бурову коронку з каналом згідно з технічним рішенням зовні середньої частини головки ударника виконано проточку з можливістю періодичного повідомлення з розточуванням в корпусі, постійно з'єднана поздовжніми пазами з кільцевою камерою робочого ходу. Хвостовик ударника нерухомо закріплений в порожнині головки, а задня частина гільзи виконана відкритою і має у торця потовщення, на якому виконаний упор, що взаємодіє з упором у відповідь в корпусі.

Використання виконаної в середній частині головки ударника проточки для здійснення вихлопу при виході її в розточування в корпусі дозволяє на досить малому ході ударника при вихлопі отримати значний переріз вихлопного каналу, тим самим забезпечити хороше спорожнення камер робочого ходу, створити раціональний робочий цикл.

Циліндрична поверхня головки ударника, на якій виконані поздовжні пази, дозволяє забезпечити постійний контакт поверхні головки з посадковою поверхнею корпусу та уникнути його просідання в розточування корпусу при будь-якому напрямку буріння.

Використання складового ударника дозволяє суттєво спростити всю конструкцію пневмоударника. Кількість деталей у машині невелика, їх виготовлення не потребує складної технології. Це дозволяє спростити та здешевити виробництво таких пневмоударників та підвищити надійність їх роботи.

У машині велика робоча площа ударника, що використовується на робочому ході. Вона більша за площу поперечного перерізу порожнини корпусу, що дозволяє компенсувати постійно діючий опір з боку камери холостого ходу, постійно з'єднаної з живильним каналом. Це дозволяє забезпечити досить велике значення енергетичних параметрів.

Виконання ударника складним дозволяє зменшити ризик поломки ударника, дає можливість допустити попередню швидкість більшої величини, що дозволяє збільшити ударну потужність. При ударі складовим ударником можливе подовження ударного імпульсу, що покращує руйнування породи на вибої свердловини. Дана схема найбільш перспективна для створення пневмоударників, що працюють на підвищеному тиску стисненого повітря, що мають підвищені енергетичні параметри.

Виконання гільзи, відкритої із заднього торця, дозволяє здійснити приміщення хвостовика ударника всередину гільзи при складанні ударника без використання розрізної втулки та елементів її кріплення. Це спрощує конструкцію пневмоударника.

Використання упорів у задній частині гільзи дозволяє раціонально здійснити її закріплення у корпусі. Рух гільзи вперед запобігає упору в потовщенні біля торця, що взаємодіє з упором у відповідь у корпусі, а рух назад - упор в торці, що взаємодіє з упором у перехіднику. Виконання гільзи та перехідника окремими деталями дозволяє здешевити виробництво, оскільки перехідник може бути виготовлений з дешевшого матеріалу за більш простою технологією.

Дані елементи конструкції, за можливості отримання досить високих енергетичних параметрів, дозволяють забезпечити високу надійність, оскільки найбільш навантажені деталі захищаються від поломок, форма деталей відносно проста, кількість їх невелика. Закритий тип пневмоударника (без перфорацій стінок корпусу) дозволяє отримати і високу зносостійкість, оскільки абразивні частки при роботі не потрапляють усередину машини.

Доцільно, щоб хвостовик ударника мав масу більше за масу голівки ударника.

Виконання хвостовика ударника з більшою масою, ніж маса голівки дозволяє уникнути ризику їх роз'єднання при роботі. Головка та хвостовик можуть з'єднуватися за допомогою конічних поверхонь, що мають кут щодо поздовжньої осі, менший за кут тертя матеріалу цих деталей. Однак при ударі може відбутися тенденція відскоку. Для зменшення сили, що виникає при такій взаємодії, дуже корисно, щоб задня з деталей, що сударяться, була більш масивною, ніж передня. Це підвищує надійність їхнього з'єднання.

Сутність технічного рішення ілюструється прикладом конкретного виконання та кресленням, де зображено поздовжній розріз занурювального пневмоударника.

Занурювальний пневмоударник (далі - пневмоударник) містить корпус 1, ударник 2, що має голівку 3 і хвостовик 4, виконаний ступінчастим, гільзу 5, що охоплює хвостовик 4 і утворює з ударником 2 з боку торця більшого ступеня хвостовика 4 торцеву камеру сторони голівки 3 з ударником 2 і 1 корпусом кільцеву камеру 7 робочого ходу.

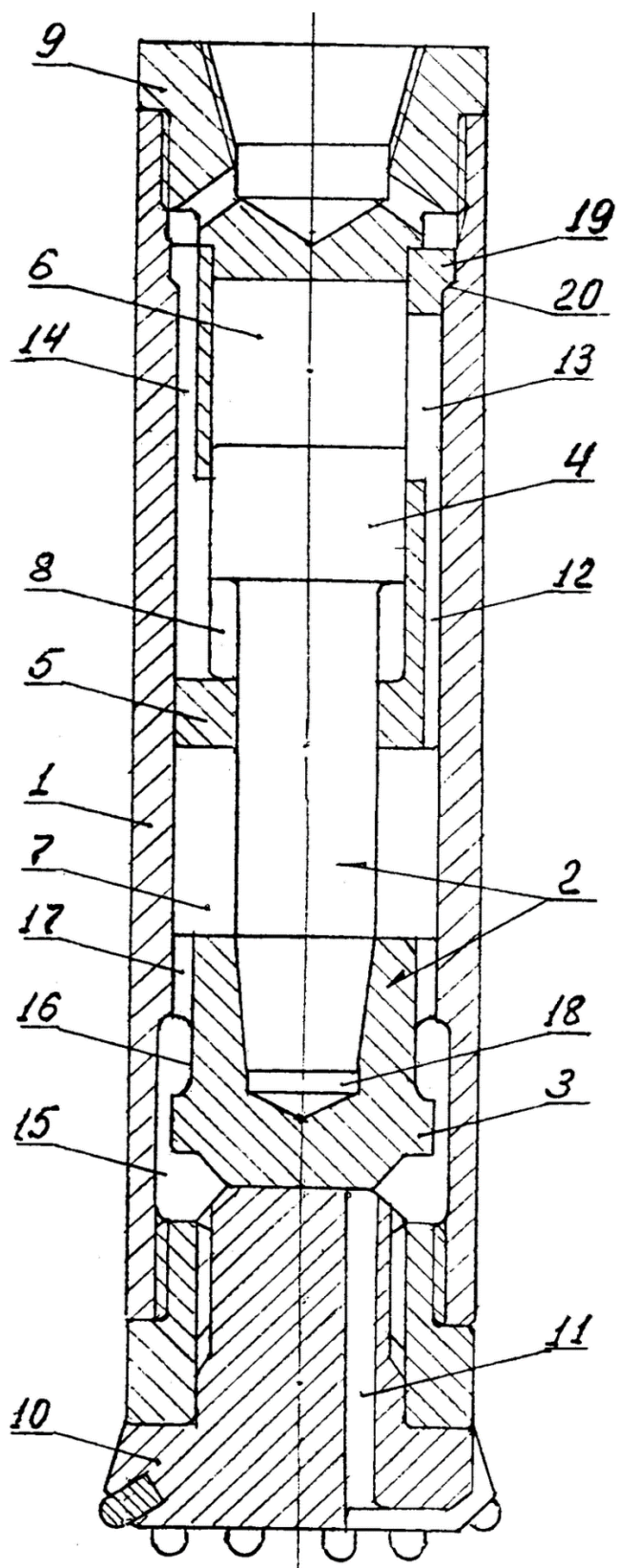


Рис 2.9 – До патенту [9]

Між робочими камерами 6, 7 утворена 8 камера холостого ходу. У задній частині корпусу 1 встановлений перехідник 9 з упором (поз. не позначений), а в

передній частині рухомо встановлена бурова коронка 10 з каналом 11. У гільзі 5 виконаний канал 12 з виходом 13, що з'єднує торцеву 6 камеру і кільцеву камеру 7 робочого ходу. У гільзі 5 виконаний живильний канал 14, постійно відкритий камеру 8 холостого ходу. У передній частині корпусу 1 виконана розточка 15, а зовні головки ударника 3 2 виконана проточка 16, постійно з'єднана поздовжніми пазами 17 з кільцевою камерою 7 робочого ходу. Всередині головки 3 утворена порожнина 18, в яку входить частина меншого ступеня хвостовика 4 і має там нерухоме закріплення. На задній частині гільзи 5 виконано потовщення 19 з упором 20, що контактує з упором у відповідь (поз. не позначений) корпусу 1. Хвостовик 4 ударника 2 має масу більше, ніж маса головки 3.

Працює пневмоударник в такий спосіб.

Стиснене повітря по ставу штанг, що приєднується до перехідника 9, потрапляє в його порожнину, звідки надходить в канал живлення 14 і пов'язану з ним камеру 8 холостого ходу. У цей час кільцева камера 7 робочого ходу і пов'язана з нею каналом 12 торцева камера 6 робочого ходу з'єднані з атмосферою через поздовжні пази 17, проточку 16, розточування 15 і канал 11. Стисне повітря, впливаючи з боку камери 8 хвостовика 4, наводить ударник 2 рух, починається холостий хід. Стиснене повітря на холостому ході створює силу, прикладену до хвостовика 4, проте від'єднанню його від головки 3 перешкоджає нерухоме сполучення, утворене в порожнині 18. Стиснене повітря з боку камери 8 холостого ходу впливає і на внутрішню поперечну поверхню ступеня гільзи 5, проте упором 20 на потовщенні 19, що взаємодіє з упором у відповідь (поз. не позначений) в корпусі 1. При русі на холостому ходу передня кромка проточки 16 відсікає її з'єднання з розточуванням 15, з'єднання з атмосферою робочих камер 6 і 7 припиняється. При подальшому русі внутрішня кромка хвостовика 4 виходить в ділянку 13 виходу каналу 12, з'єднуючи його з камерою 8 холостого ходу. Через вихід 13 стиснене повітря надходить у торцеву камеру 6 робочого ходу, а через канал 12 - кільцеву камеру 7 робочого ходу. Оскільки робоча площа ударника 3 з боку робочих камер 6 і 7 значно більше робочої площі з боку камери 8 холостого ходу, то, незважаючи на тиск, що постійно діє з її боку, результуюча сила, що діє

на ударник 2, направляється вперед. Під дією цієї сили ударник 2 зупиняється та переводиться на робочий хід. При русі на робочому ході ударника 2 внутрішня кромка більшої ступені хвостовика 4 виходить з області виходу 13 12 каналу, впуск стиснутого повітря в робочі камери 6 і 7 припиняється. Подальший рух ударника 2 відбувається за інерцією і за рахунок розширення стисненого повітря в робочих камерах 6 і 7. Надалі передня кромка проточки 16 відкриває її порожнину в розточку 15, починається вихлоп з робочих камер 6 і 7. При вихлопі повітря через поздовжні пази 17, проточку 16 і розточування 15 надходить у порожнину між ударником 2 і коронкою 10, звідки по каналу 11 подається на забій свердловини. В кінці робочого ходу ударник 2 завдає удару по торцю бурової коронки 10. При більшій масі хвостовика 4 щодо маси головки 3 зменшується тенденція відскоку при ударі, підвищується надійність їхнього нерухомого сполучення. Цикл повторюється.

2.3. Побудова лінії розвитку занурних пневмударників

На основі теорії розв'язання винахідницьких завдань проведемо аналіз розвитку конструкцій занурних пневмоударників.

Загалом лінія розвитку — це як дорожня карта того, як пристрої можуть змінюватися та покращуватися з часом. Вона показує різні кроки або шляхи, якими технічну систему можна трансформувати. Це допомагає зрозуміти різні версії або варіанти системи, які можуть існувати.

Іноді лінія розвитку може не мати всіх доступних варіантів. Коли знаходяться порожні місця на певній лінії, це може означати, що все ще існують типи конструкції, про які ще не відомо або ще офіційно не заявили про своє право власності. Наступний варіант – незавершені лінії розвитку. Деякі частини лінії відсутні, але ці частини мають найцікавіші можливості для змін і вдосконалень. Потім ці зміни можна використовувати для створення нових і більш досконалих винаходів.



Рис 2.10 - Лінія розвитку занурних пневмоударників

Розглянемо більш ретельно у лінії розвитку перші 3 позиції, оскільки інші позиції потребують відходу від парадигми ударно-обертового буріння.

Перша позиція Моноліт відповідає звичайному занурному пневмоударнику (рис 2.11). який містить буровий інструмент із декількома породоруйнуючими елементами у вигляді лез або штирів, один поршень 2 та корпус з каналами 3. Такі пневмоударники виготовляють клапанними та безклапанними. Вони добре себе зарекомендували і, фактично, використовуються у переважній більшості випадків. Але вони мають низку недоліків, обумовлених різним характером руйнування

породи на забої – по периметру порода руйнується набагато важче, ніж по центру через блокований скол.

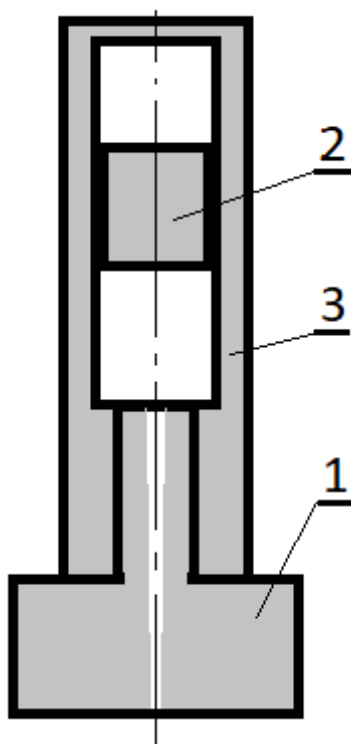


Рис 2.11 – Звичайний занурний пневмоударник: 1- буровий інструмент; 2 – поршень-ударник; 3 – корпус

Задля подолання такого недоліку було запропоновано конструкцію подвійного занурного пневмоударника (рис 2.12). Така конструкція відповідає позиції Дві частини на лінії розвитку. Такий занурний пневмоударник являє собою якби 2 механізми, вставлені один в один. При цьому буровий інструмент і поршень поділено на 2 частини. Така конструкція дозволяє більш ефективно руйнувати забій, підводячи більше енергії на периметр, ніж на центр забою.

Третій позиції на лінії розвитку Багато частин відповідає конструкція наведена на рис 2.13, що складається з багатьох мікроударників 1, поєднаних корпусом 2. Кожен мікроударник являє собою зменшену по діаметру копію звичайного занурного пневмоударника, діаметром відповідним одному породоруйнучому елементу (штирю).

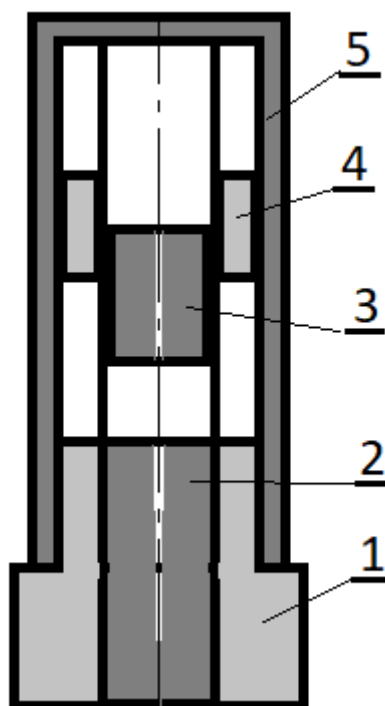


Рис 2.12 – Подвійний занурний пневмоударник: 1- зовнішній буровий інструмент; 2 – внутрішній буровий інструмент; 3 – внутрішній поршень; 4 – зовнішній поршень; 5 – корпус

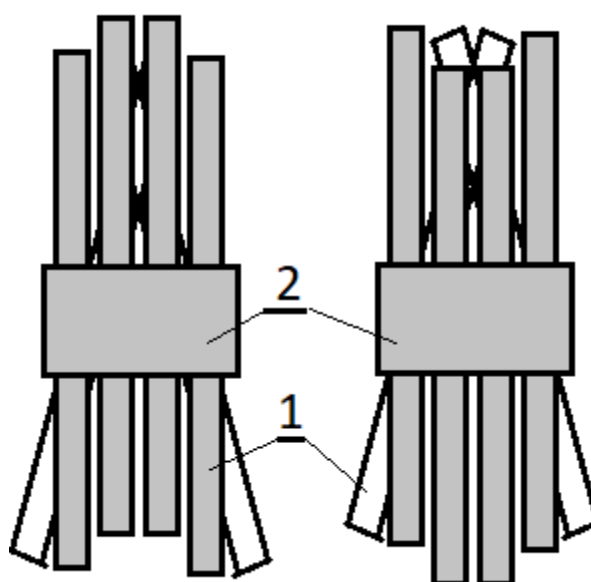


Рис 2.13 – Набірний занурний пневмоударник: 1 – мікроударник; 2 – поєднуючий корпус

Така полісистема може підлаштовуватися під будь яку породу, пересуваючи мікроударники по довжині або розгортаючи під кутом. Таким чином можливо формувати будьякі профілі забою.

У результаті аналізу побудованої лінії розвитку на поточному етапі вважаємо за потрібне розробити полі систему занурного пневмоударника.

2.4. Методика побудови комп'ютерної моделі мікроударника

Метою побудови комп'ютерної моделі мікроударника є визначення раціональних параметрів конструкції деталей .

Визначимо потрібні робочі параметри мікроударника на основі технічних характеристик існуючих пневмоударних машин.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики занурних пневмоударників [13]

Параметр	АШ-43	П-90	П-105К	П-110	П-125К	П-160А
Енергія удару, Дж	8,93	110	96	110	140	280
Діаметр свердловини, що буриться, мм	45	90	105	110	125	160
Частота ударів, уд/с	33	20	27	20	21	21

Таблиця 2.2 - Технічна характеристика штирових бурових коронок [13]

Діаметр коронки, мм	Загальна кількість штирів	Зовнішні штирі		Зовнішні штирі	
		кількість	Діаметр штирів. мм	кількість	Діаметр штирів. мм
32	7	5	7	2	7
41	7	5	9	2	9
41		5	8	2	8
43	7	5	9	2	8
43	9	6	10	3	8
43	7	5	11	2	8
45	9	6	10	3	8
45	7	5	11	2	8
65	12	8	10	4	10
65	9	6	12	3	12
65	12	8	11	4	11
65	10	6	11	3	11
86	6	4	12	2	12
89	12	8	14	4	14
89	14	8	14	6	12

89	14	8	12	6	12
89	17	9	12	8	12
89	17	9	14	8	14
102	13	8	16	5	16
102	13	8	16	5	14
110	15	8	14	7	12
110	15	8	12	7	12
105	12	6	14	6	14

Визначимо потрібну кількість енергії удару, що приходить на один штир.

У результаті розрахунку встановлено, що на кожен мм² площі штиря має приходитися від 0,03 до 0,05 Дж енергії удару, причому зі зменшенням діаметру свердловини або шпура цей показник зменшується.

Отже для проектного мікроударника потрібно 4,6-7,7 Дж для штиря діаметром 14 мм або 3,4-5,6 Дж для штиря діаметром 12 мм.

Приймаємо до встановлення штир діаметром 12 мм. Для кращого занурення обираємо параболічну форму головки штиря.

За базову модель приймаємо занурний пневмоударник АШ-45.

Згідно теорії подоби Суднішнікова Б. В., визначимо коефіцієнти подоби α і β для перерахунку параметрів мікроударника та пневмоударника АШ-43.

Масштаб зменшення діаметральних розмірів циліндра та трубок приймаємо 2:1, отже

$$0.5 = \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}}; 0.25 = \frac{\beta}{\alpha}; \quad (2.1)$$

Тепер важливим є визначення розмірів та ваги поршня, що здійснюватиме основну роботу. Поршень повинен мати максимальну масу для нанесення удару потрібної енергії.

Попередньо приймаємо вагу з рівняння кінетичної енергії:

$$E = \frac{m \cdot v^2}{2}; m = \frac{2E}{v^2}; \quad (2.2)$$

Приймаючи передударну швидкість $v=7$ м/с з міркувань недопущення руйнування матеріалу поршня під час удару, маса поршня повинна бути

$$m = \frac{2 \cdot 4}{7^2} = 0.163 \text{ кг} \quad (2.3)$$

Як що рівномірно зменшити поршень у 2 рази, буде отримана наступна модель (рис 2.14). Але маса такого поршня, виконаного зі сталі буде лише 48 гр.

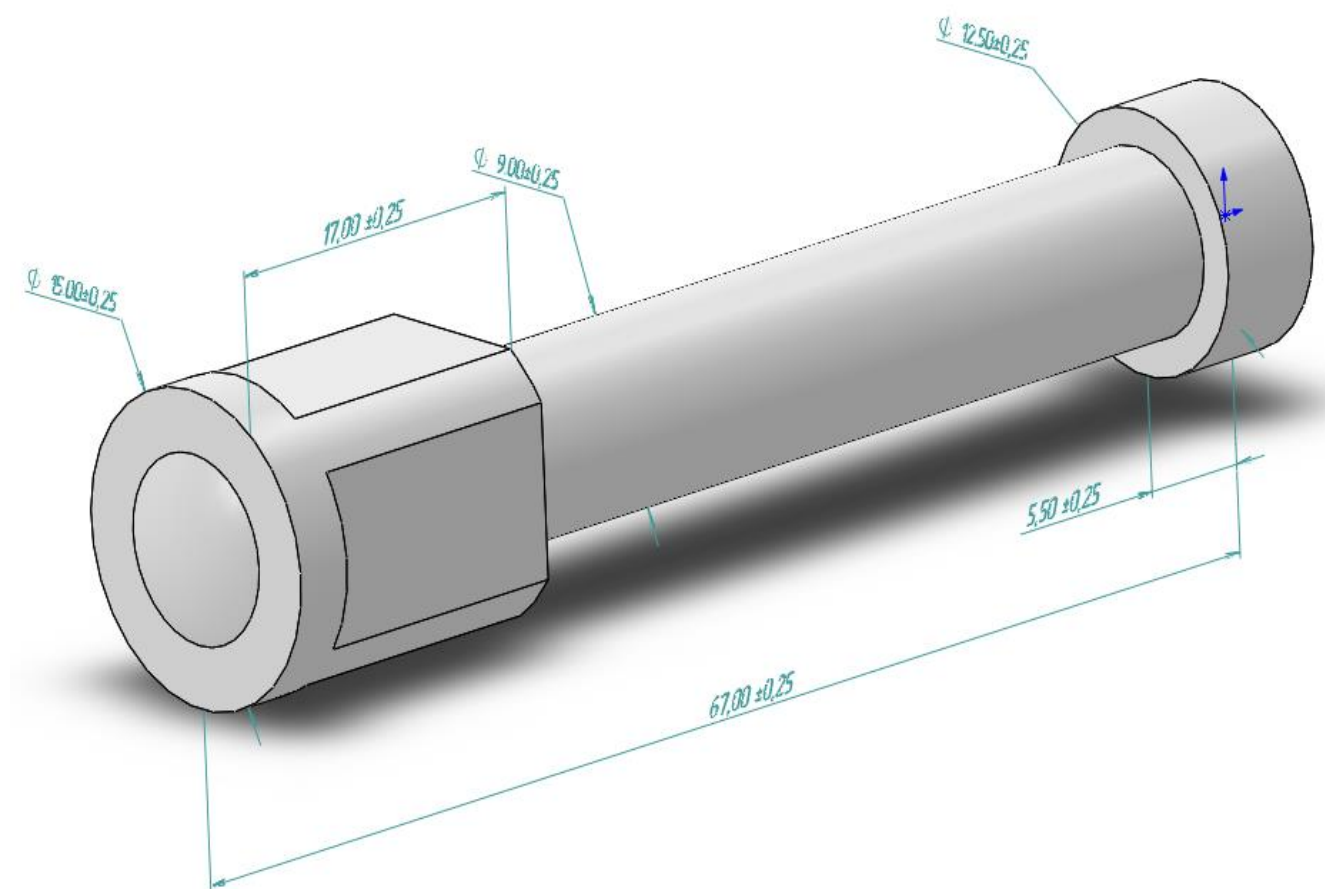


Рис 2.14 - Поршень

Тому збільшимо довжину поршня у 2,5 рази. При цьому маса становитиме 98 гр, що є також недостатнім для забезпечення потрібної енергії удару. Для збільшення маси поршня потрібно зробити отвір у поршні по усій його довжині і заповнено свинцем. Це забезпечить масу поршня у 164 гр (рис 2.15).

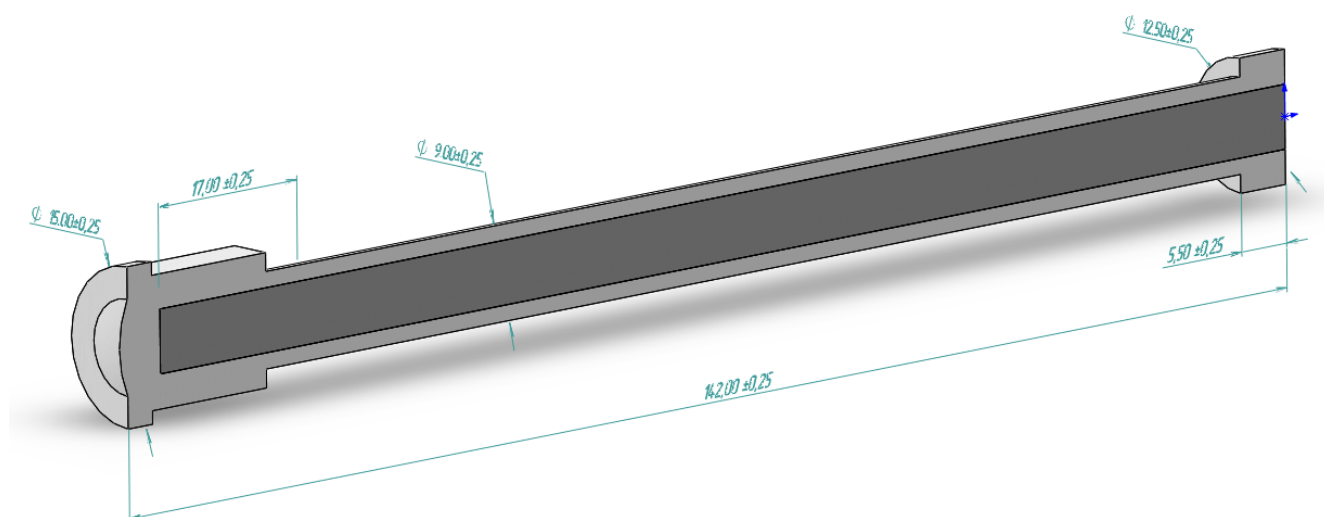


Рис 2.15 – Модифікований поршень

Масштабний коефіцієнт для осьових розмірів $\alpha = 134/142 = 1,05$;

Другий масштабний коефіцієнт буде $\beta = 0,164/0,406 = 0,3$.

Таким чином встановлено, що для переводу розмірів базового пневмоударника АШ-43 використовуються наступні масштабні коефіцієнти:

- Для осьових розмірів $\alpha = 1,05$, тобто лінійні розміри залишаються майже без змін;
- Для маси ударника та інших інерційних елементів $\beta = 0,3$ (зменшуються більше ніж у 3 рази);
- Для діаметральних розмірів $\sqrt{\beta/\alpha} = 0,5$ разів.

Перерахуємо усі параметри нового мікроударника, ґрунтуючись на методиці

Вихідні дані

Номинальний робочий тиск, МПа	$p_0 := 0.6$
Тиск у камері прямого ходу на момент початку вихлопу, МПа	$p_k := 0.4$
Площа ударника з боку камери прямого ходу, м ²	$F_y := 0.000113$
Шлях ударника на початок вихлопу під час прямого ходу, м	$s_k := 0.028 \cdot 1.05 = 0.029$
Маса ударника, кг	$\underline{m} := 0.164$
Шлях ударника від початку вихлопу до удару по інструменту, м	$\underline{\delta} := 0.012 \cdot 1.05 = 0.013$
Передударна швидкість, м/с	$v_y := 7$

Середній тиск по дорозі, МПа

$$p_{cp} := \frac{3}{4} \cdot \frac{(p_0 + p_k)^2}{2 \cdot p_0 + p_k} = 0.469$$

Енергія удару, Дж

$$A := \frac{m \cdot v_y^2}{2} = 4.018$$

Коефіцієнт $\lambda := \frac{\delta}{sk} = 0.429$

Коефіцієнт

$$\psi_k := \frac{p_k}{p_0} = 0.667$$

Коефіцієнт

$$D := \sqrt{\frac{6}{2 + \psi_k}} = 1.5$$

Коефіцієнт

$$K := D + \frac{2 \cdot \lambda}{1 + \psi_k} \cdot D^{-1} = 1.843$$

Час прямого ходу, с

$$tp := K \cdot \sqrt{\frac{m \cdot sk}{p_0 \cdot 10^6 \cdot F_y}} = 0.016$$

Кількість ударів за хвилину, мін-1

$$ny := \frac{60}{tp} = 3.861 \times 10^3$$

Потужність ударного механізму, Вт

$$Ny := \frac{A \cdot ny}{60} = 258.546$$

Комп'ютерну модель мікроударника побудуємо у системі SimulationX, яка є міждисциплінарним програмним комплексом для моделювання фізичних та технічних об'єктів та систем. Програмний комплекс на єдиній платформі моделює поведінку та взаємодію різних фізичних об'єктів механіки, електричних, гідравлічних, пневматичних та термодинамічних систем, а також магнетизму та аналогових та цифрових систем управління.

Для створення розрахункової моделі мікроударника на основі пневмоударника АШ-43м скористаємось можливостями програмного забезпечення SimulationX.

Мікроударник можна представити у вигляді схеми, яка включає: декілька різних камер з постійними і змінними об'ємами, пов'язаних один з одним дроселями; два пневмоциліндри, що моделюють робочі камери машини; рухоми масу, що моделює ударник. Схема мікроударника на базі пневмоударника АШ-43м

з позначеннями робочих камер (V) та дроселів (Д) представлена на рис 2.16. Узагальнена розрахункова схема пневмоударника представлена на рис 2.17.

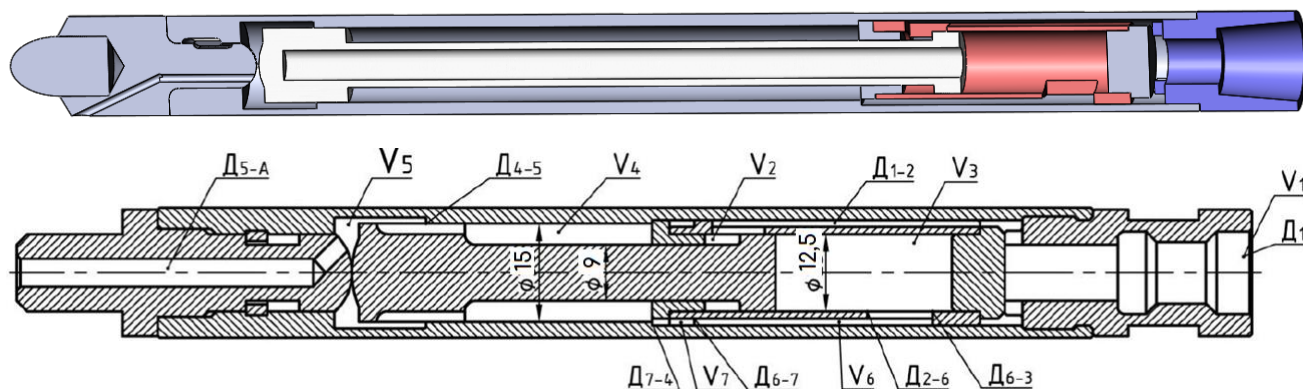


Рис 2.16 - Схема мікроударника з позначенням робочих камер і дроселів

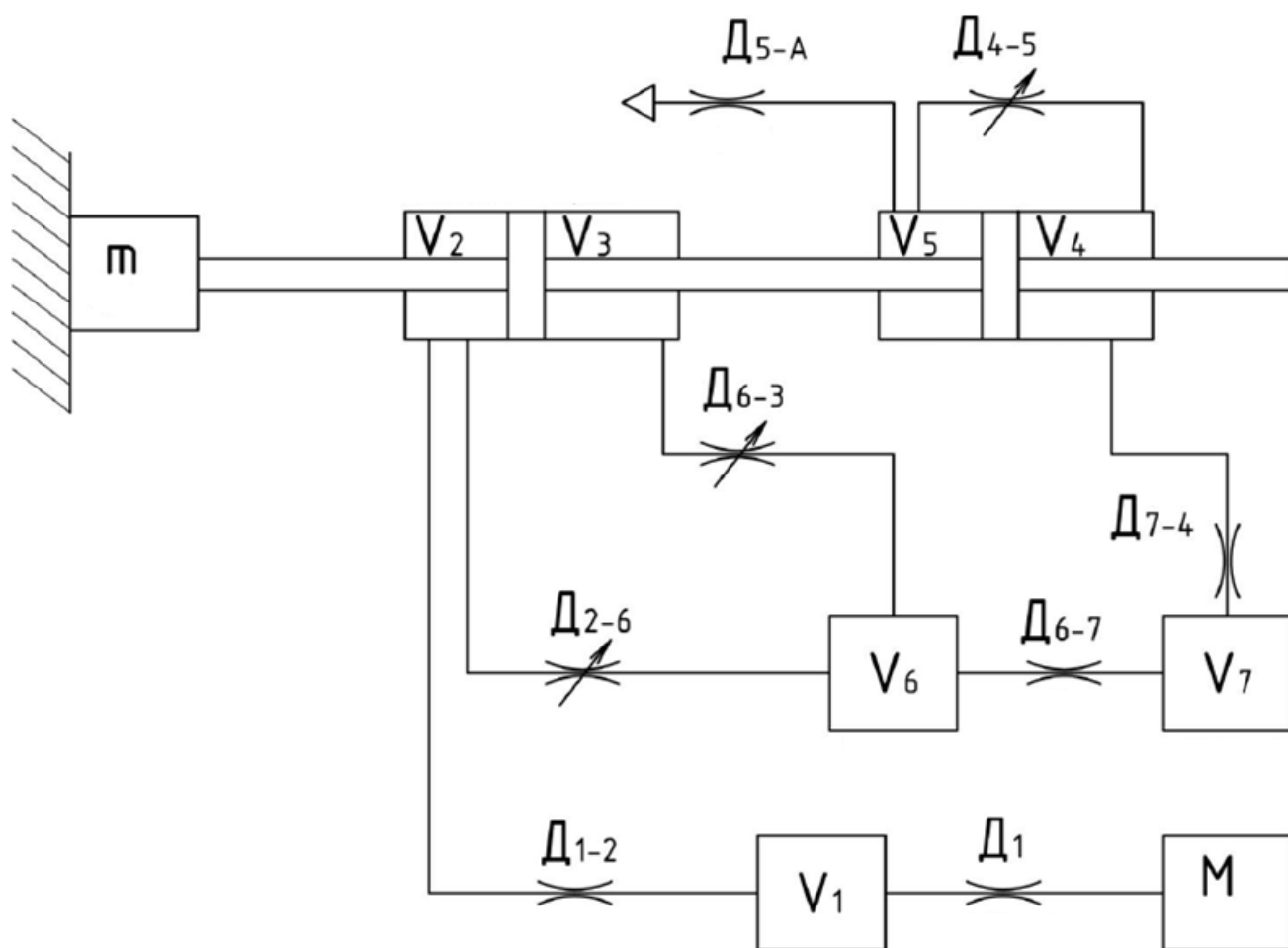


Рис 2.17 - Узагальнена розрахункова схема мікроударника

Мікроударник працює наступним чином: стиснене повітря під тиском 0,6 МПа подається з магістралі М через штангу до пневмоударника. Через впускні канали

повітря потрапляє до камери V2, заповнює її і тим самим починає переміщувати ударник праворуч. Після того, як ударник починає рухатися праворуч, відкривається канал Д2-6, через який повітря починає потрапляти в камери V3 і V4. Після того, як тиск у камерах V3 і V4 зростає, ударник починає рухатися вліво, роблячи удар по інструменту. Коли ударник рухається у робочому напрямку, відкривається канал Д4-5, через який відпрацьоване повітря подається на забій свердловини. Далі робочий цикл повторюється.

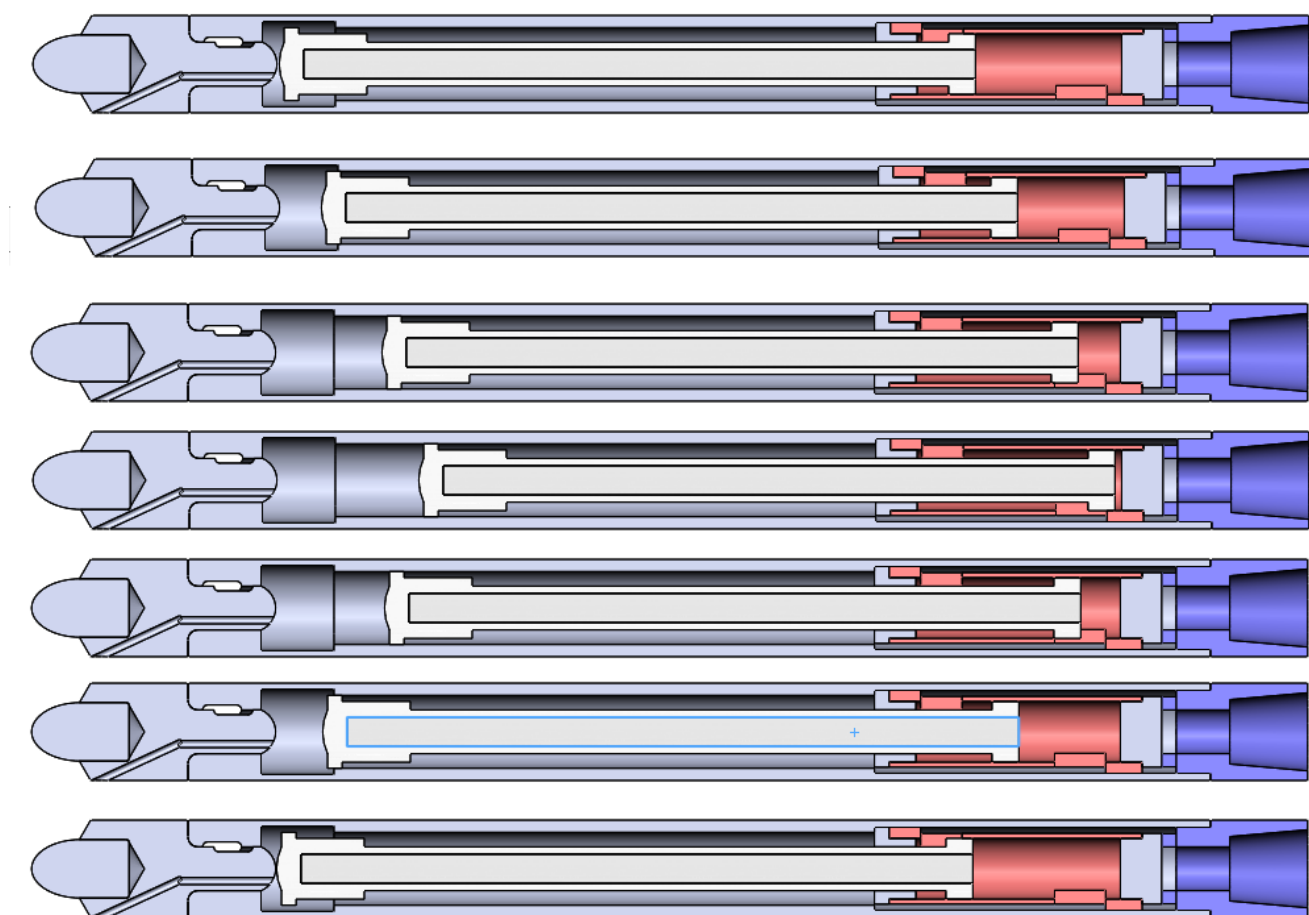


Рис 2.18 – Робочий цикл микрорударника

Об'єми порожнин, враховуючі масштабні коефіцієнти, мм³

$$V1 = 100000 \cdot 0,2625 = 26250; \quad V2 = 3070 \cdot 0,2625 = 805.9;$$

$$V3 = 30000 \cdot 0,2625 = 7875; \quad V4 = 23000 \cdot 0,2625 = 6037.5;$$

$$V5 = 4974 \cdot 0,2625 = 1305.6; \quad V6 = 1332 \cdot 0,2625 = 349.65;$$

$$V7 = 1880 \cdot 0,2625 = 493.5;$$

Площі каналів, враховуючі масштабні коефіцієнти, см^2

$$Д1 = 1,54 \cdot 0,25 = 0,385; \quad Д1-2 = 0,6 \cdot 0,25 = 0,15;$$

$$Д6-7 = 0,6 \cdot 0,25 = 0,15; \quad Д7-4 = 1,26 \cdot 0,25 = 0,315;$$

$$Д5-А = 1 \cdot 0,25 = 0,25;$$

Канали Д2-6, Д6-3, Д4-5 змінюють площу свого перерізу в залежності від положення ударника, дані залежності представлені на рис 2.19.

$$Д2-6 \max = 8,3 \cdot 0,25 = 2,075; \quad Д6-3 \max = 8,3 \cdot 0,25 = 2,075;$$

$$Д4-5 \max = 1,9 \cdot 0,25 = 0,475.$$

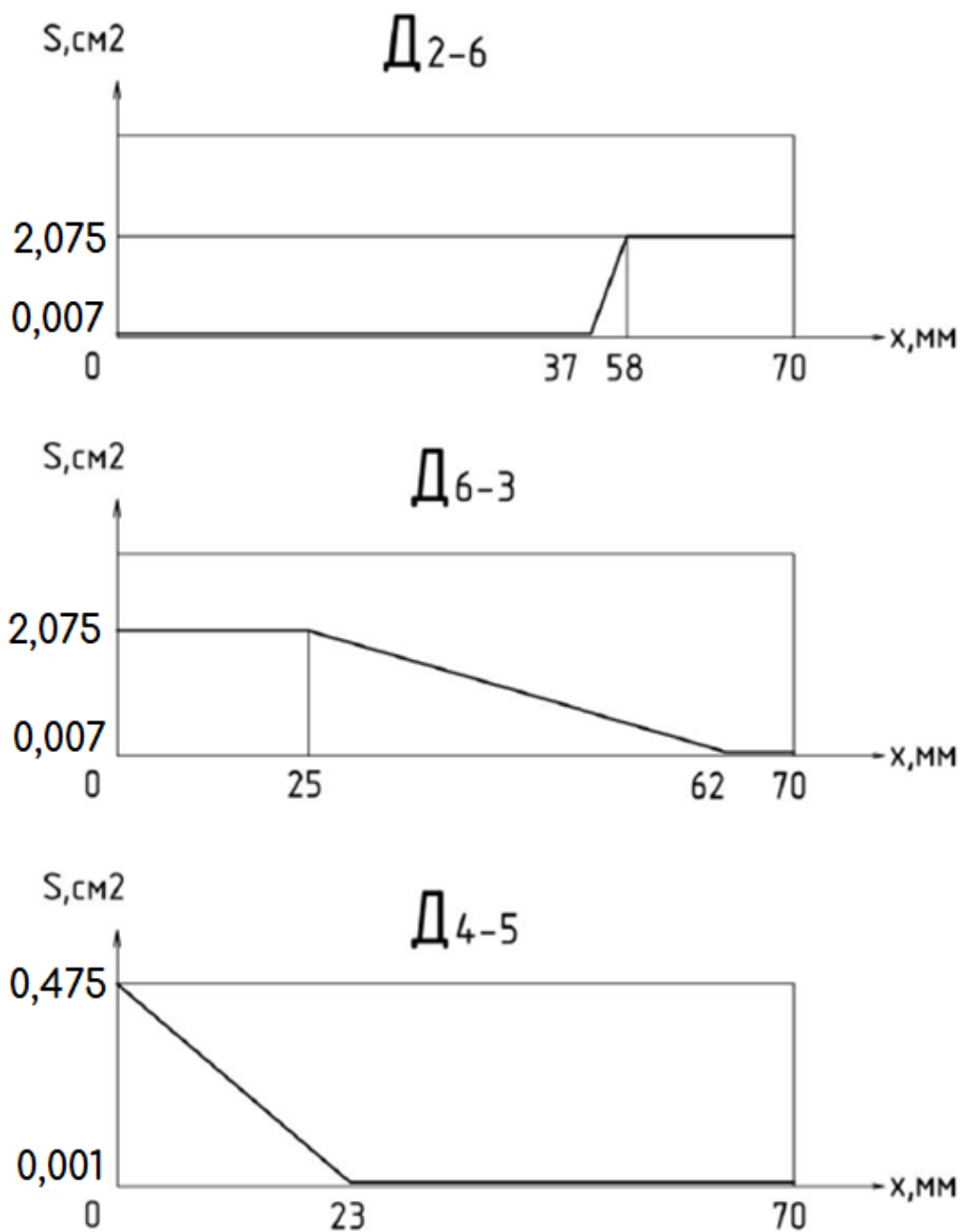


Рис. 2.19 - Залежність площі перерізу каналів від положення ударника

Далі всі наявні дані про параметри і роботу мікроударника переносяться у середовище програми SimulationX. Для цього в програмі створено розрахункову модель пневмоударника з параметрами, що відповідають реальній машині. Розрахункова модель пневмоударника у програмі SimulationX представлена рис 2.19.

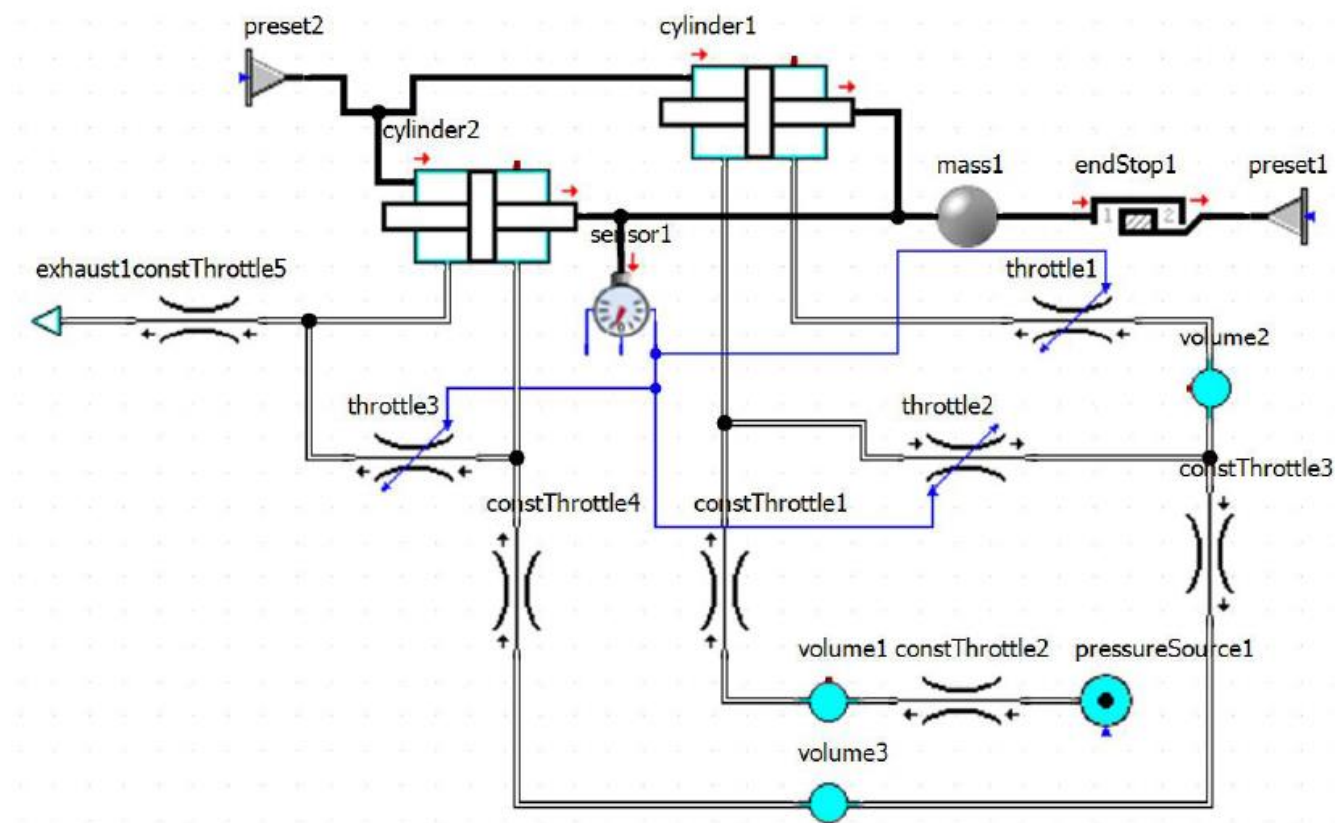


Рис 2.20 - Розрахункова модель мікроударника у програмі SimulationX

У якості вихідних параметрів після того, як програма виконає всі необхідні розрахунки приймаються:

- швидкість ударника;
- тиск у камері прямого ходу
- тиск у камері зворотного ходу.

Додатково на основі отриманих даних за допомогою відомих залежностей визначаються для кожного з положень ударника швидкість поршня ударника, м/с енергія удару, Дж, час руху поршня, с, кількість ударів, уд/с, потужність, Вт.

Висновки до розділу 2

1. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи;
2. Проведено аналіз шляхів подальшого розвитку занурних пневмоударників на основі літературно-патентних джерел. Розроблено лінію розвитку занурних пневмоударників. Встановлено, що цікавим етапом розвитку, що поки що не отримав належної реалізації є конструкція, що складається з багатьох мікроударників, поєднаних корпусом. Кожен мікроударник являє собою зменшену по діаметру копію звичайного занурного пневмоударника, діаметром відповідним одному породоруйнучому елементу (штирю). Така полісистема може підлаштовуватися під будь яку породу, пересуваючи мікроударники по довжині або розгортаючи під кутом. Таким чином можливо формувати будьякі профілі забою.
3. На основі відомої конструкції занурного пневмоударнику АШ-43 розроблено конструкцію мікроударнику за наступними масштабними коефіцієнтами: для осьових розмірів $\alpha = 1,05$; для маси ударника та інших інерційних елементів $\beta = 0,3$; для діаметральних розмірів $\sqrt{\beta/\alpha} = 0,5$ разів.
4. Визначено потрібну кількість енергії удару, що приходить на один штир. Встановлено, що на кожен мм^2 площі штиря має приходитися від 0,03 до 0,05 Дж енергії удару, причому зі зменшенням діаметру свердловини або шпура цей показник зменшується. Для проектного мікроударника потрібно 4,6-7,7 Дж для штиря діаметром 14 мм або 3,4-5,6 Дж для штиря діаметром 12 мм. Прийнято до встановлення штир діаметром 12 мм, що має параболічну форму головки задля кращого занурення.
5. Побудовано комп'ютерну модель мікроударника у системі SimulationX у вигляді схеми, яка включає: декілька різних камер з постійними і змінними об'ємами, пов'язаних один з одним дроселями; два пневмоциліндри, що моделюють робочі камери машини; рухому масу, що

моделюе ударник.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МІКРОУДАРНИКІВ

3.1. Дослідження параметрів мікроударника

На основі розробленої комп'ютерної моделі мікроударника визначимо раціональні параметри конструкції деталей, які забезпечують максимальну енергію удару.

Визначимо потрібні робочі параметри мікроударника на основі технічних характеристик існуючих пневмоударних машин.

Після проведення обчислень комп'ютерної моделі мікроударника у середовищі SimulationX, було отримано графіки швидкості ударника (рис 3.1) та тисків у камерах прямого та зворотного ходу (рис 3.2).

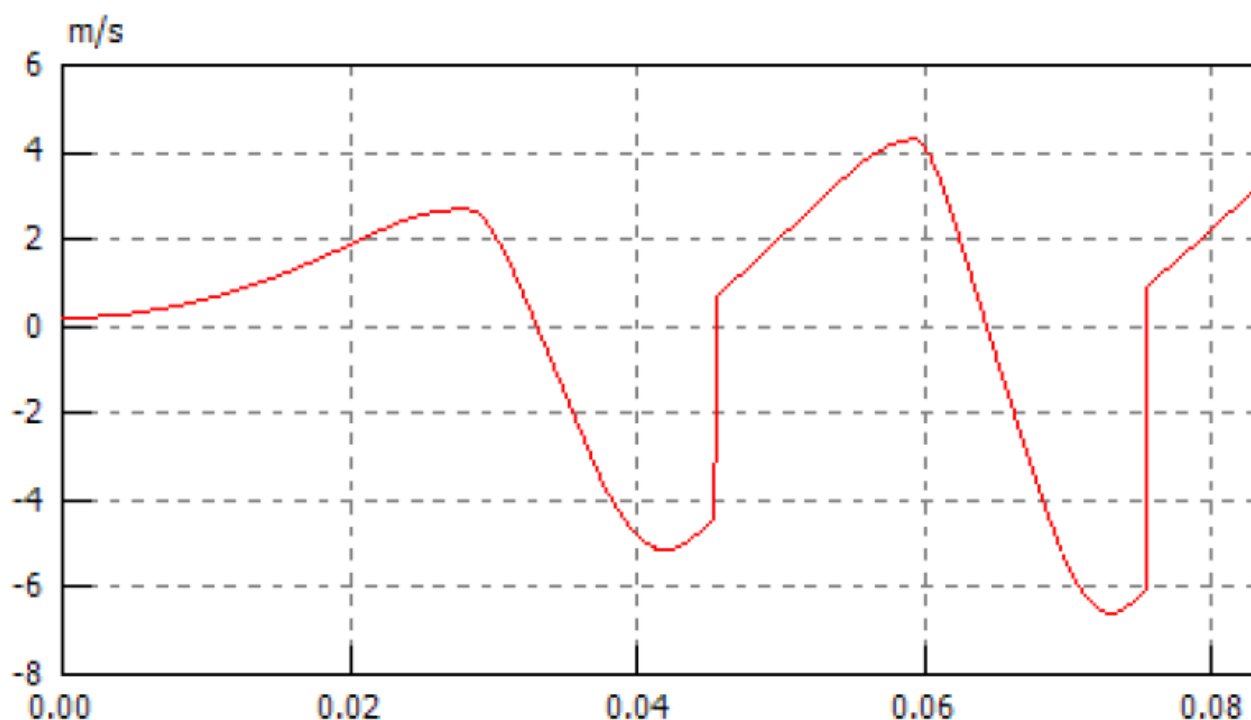


Рис 3.1 - Графік швидкості ударника, отриманий SimulationX

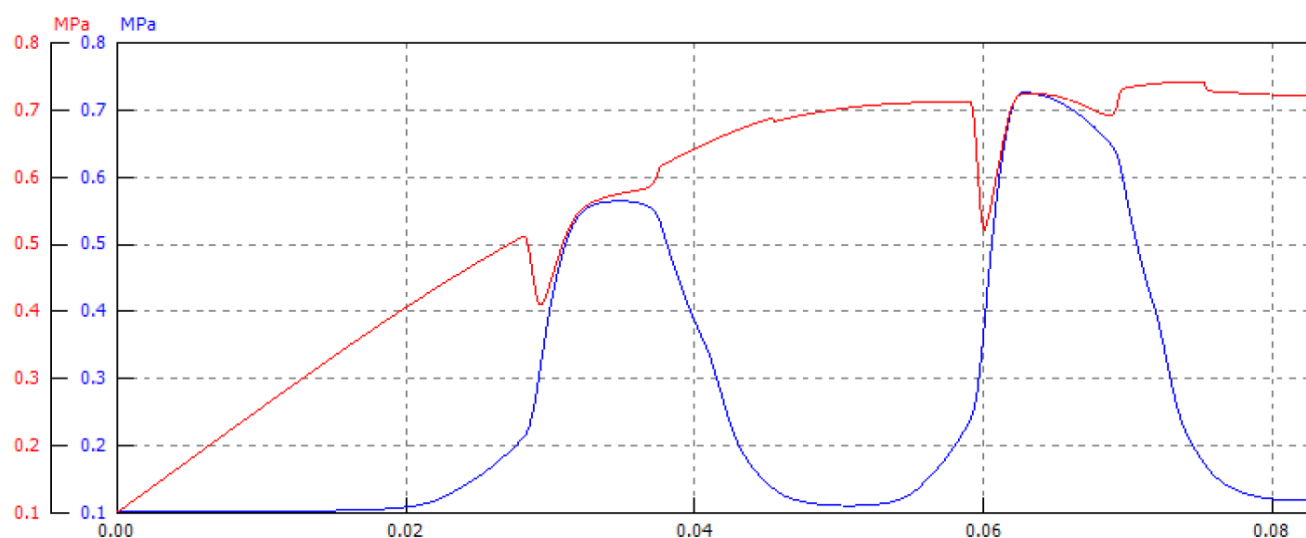


Рис 3.2 - Графіки тисків у камерах прямого та зворотного ходу, отримані в SimulationX

Після обробки графіків тисків у камерах прямого та зворотного ходу, отримаємо графік одного робочого циклу мікроударника (рис.3.3).

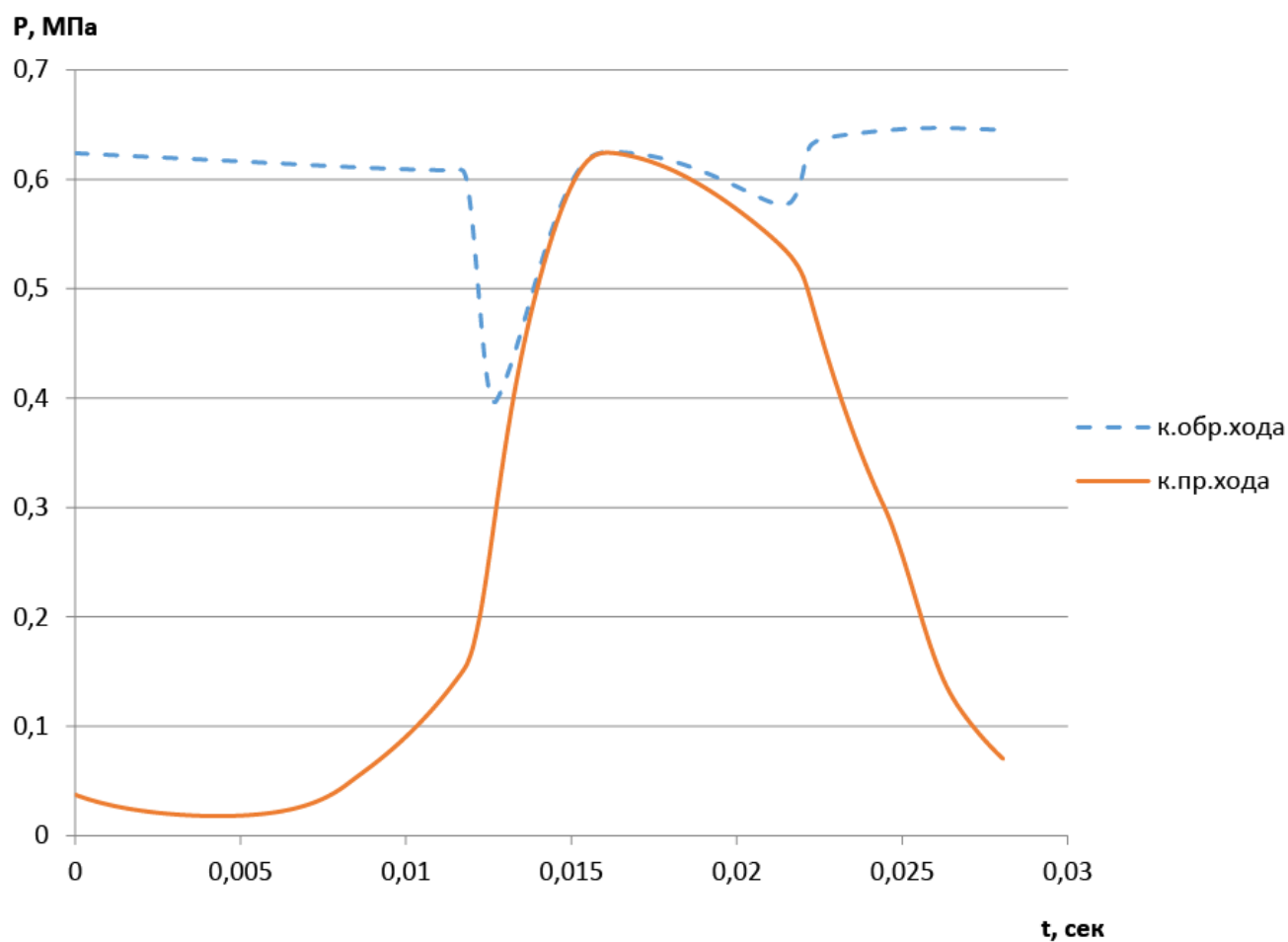


Рис. 3.3 - Діаграми тисків у камерах мікроударника, отримані SimulationX

За допомогою отриманої комп'ютерної моделі, дослідимо процеси повітророзподілу в мікроударнику.

Особливістю побудованої моделі у середовищі SimulationX є те, що така модель дозволяє змінювати геометричні параметри мікроударника і одночасно спостерігати за зміною енергетичних параметрів машини. Для визначення раціональних значень основних геометричних параметрів проведемо аналіз енергетичних параметрів мікроударника при різних варіантах розташування основних кромek камер прямого та зворотного ходу.

Розташування смачної кромки камери прямого ходу (рис. 3.4), є важливим геометричним параметром ударної дії машини, оскільки ця кромка визначає довжину холостого ходу машини, переводить машину з холостого ходу на робочий, встановлює розмір повітряної подушки.

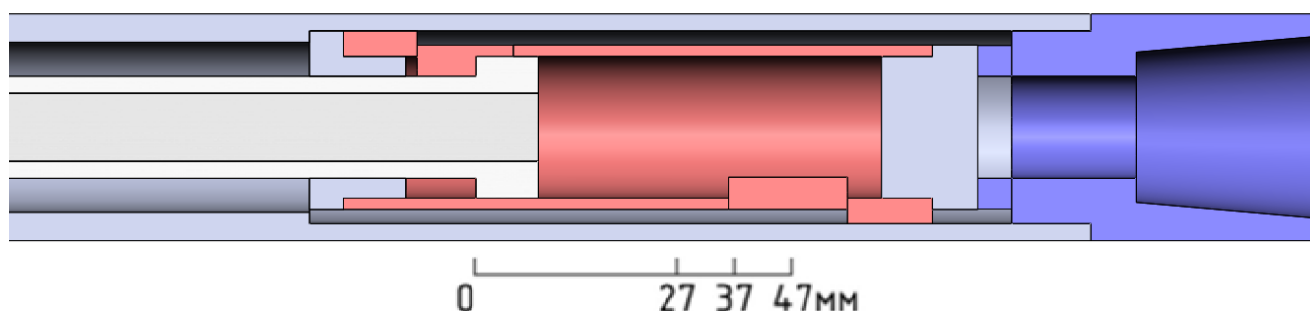


Рис 3.4 - Розташування впускної кромки камери прямого ходу

Розташування кромки камери прямого ходу спочатку було встановлене таким чином, щоб її відкриття відбувалося на відстані 37 мм після початку руху ударника, що знаходився в крайньому лівому положенні. Початкове розташування кромки було запропоновано виходячи зі світового досвіду конструювання подібних машин. Для подальших досліджень необхідно проаналізувати основні енергетичні параметри машини за зміни розташування кромки від 27 мм до 47 мм з кроком 2 мм. Цей діапазон обумовлений конструктивними обмеженнями мікроударника, виходячи за рамки яких, порушується стійка робота машини. Результати, отримані під час дослідження, представлені у таблиці 3.1.

Таблица 3.1 - Енергетичні параметри мікроударника при різних положеннях впускної кромки камери прямого ходу.

Положення ударника при відкривання кромки, мм	$V_{уд.}$, м/с	E , Дж	T , с	n , уд/хв	P , Вт
27	6.38	3.753	0.027	2222	293.598
29	6.49	3.884	0.027	2222	303.81
31	6.57	3.983	0.028	2143	300.228
33	6.61	4.032	0.028	2143	303.895
35	6.62	4.041	0.029	2.069	294.3
37	6.6	4.019	0.03	2000	282.777
39	6.54	3.947	0.03	2000	277.656
41	6.45	3.839	0.031	1935	261.354
43	6.33	3.695	0.031	1935	251.722
45	6.16	3.501	0.033	1818	223.934
47	5.96	3.276	0.033	1818	209.627

Згідно з даними табл 3.1. будемо графік залежності енергії удару від от положення впускної кромки камери прямого ходу (рис 3.5).



Рис 3.5 - Залежність енергії удару від положення впускної кромки камери прямого ходу

Проаналізувавши дані таблиці 3.1, можна зробити висновок, що максимальне значення енергії удару досягається при розміщенні кромки впускної камери прямого ходу від 33 мм до 37 мм від крайнього лівого положення ударника. Цей діапазон буде раціональним для розташування даної кромки.

Далі розглянемо ще один не менш важливий конструктивний параметр ударної машини, такий як розташування кромки камери прямого ходу (рис. 3.6.). Дана край відкриває вихлопні вікна, після чого починається вихлоп відпрацьованого повітря на забій свердловини. Також вихлопна кромка встановлює величину прямого ходу ударника, що у своє чергу одна із найважливіших чинників для енергетичних показників машини.

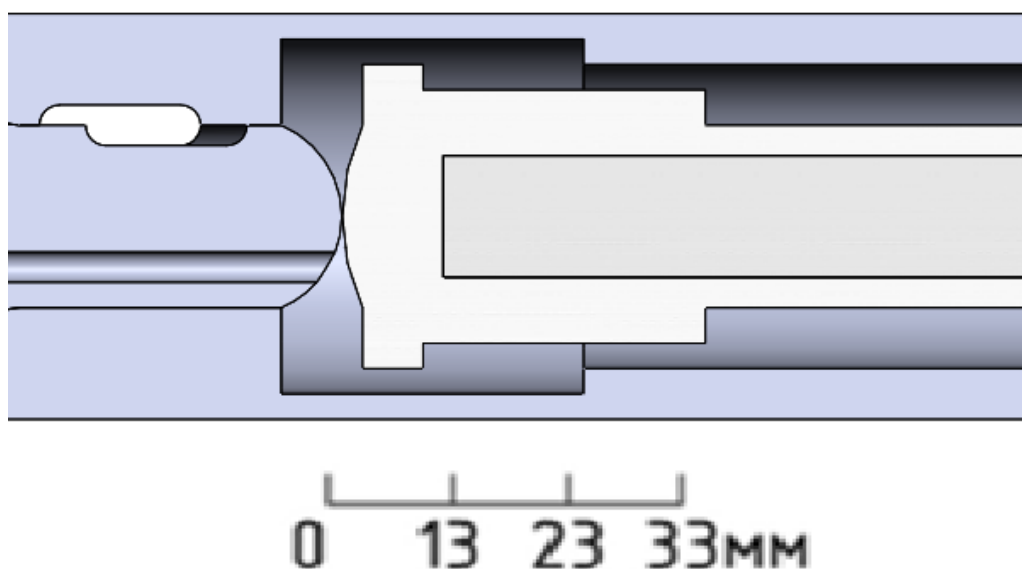


Рис 3.6 - Розташування впускної кромки камери прямого ходу

Розташування кромки вихлопного каналу згідно масштабуванню з АШ-43 було встановлено таким чином, щоб її відкриття відбувалося на відстані 23 мм після початку руху ударника, що знаходився в крайньому лівому положенні. Для подальших досліджень необхідно проаналізувати основні енергетичні параметри машини за зміни розташування кромки від 13 мм до 33 мм з кроком 2 мм. Даний діапазон обумовлений конструктивними обмеженнями мікроударника. Результати, отримані під час дослідження, представлені у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Енергетичні параметри мікроударника при різних положеннях кромки випускного каналу

Положення ударника при закриванні кромки, мм	V _{уд.} , м/с	E, Дж	T, с	n, уд/хв	P, Вт
13	6.27	3.627	0.029	2068.97	264.005
15	6.38	3.753	0.029	2069	273.353
17	6.46	3.848	0.029	2069	280.25
19	6.52	3.92	0.029	2069	285.475
21	6.56	3.969	0.029	2069	288.99
23	6.6	4.019	0.03	2000	282.777
25	6.63	4.055	0.03	2000	285.351
27	6.64	4.068	0.03	2000	286.216
29	6.62	4.041	0.03	2000	284.497
31	6.62	4.041	0.03	2000	284.497
33	6.6	4.019	0.03	2000	282.777

За даними таблиці 3.2 побудовано графік залежності енергії удару від положення кромки випускного каналу (рис. 3.7).

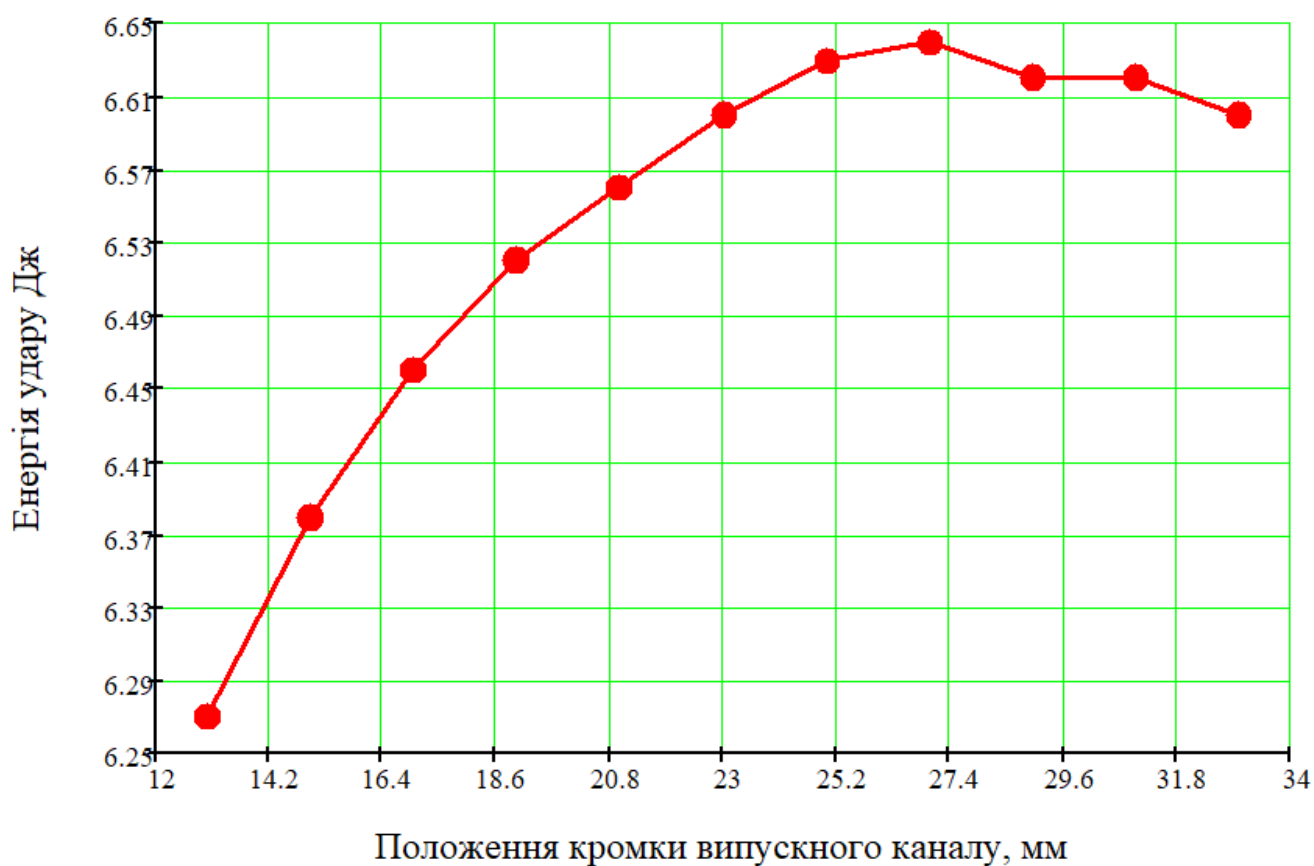


Рис 3.7 - Графік залежності енергії удару від положення кромки випускного каналу

Проаналізувавши дані таблиці 3.2, можна дійти висновку, що максимальне значення енергії удару досягається при розташуванні кромки випускного каналу від 25 мм до 31 мм від крайнього лівого положення ударника. Цей діапазон буде раціональним для розташування цієї кромки.

Після досліджень, спрямованих на виявлення раціонального розташування основних кромек мікроударника, у 3Д модель було внесено зміни відповідно до отриманих діапазонів значень, які забезпечують максимальну енергію одиничного удару.

3.2. Дослідження впливу зазорів між поверхнями тертя мікроударника

У мікроударнику є кілька тертьових поверхонь, зазор між якими встановлюється на стадії проектування машини. У процесі експлуатації зазори між поверхнями, що труться, збільшуються, і як наслідок, збільшується інтенсивність перетічок повітря між камерами, що сприяє зниженню енергетичних параметрів машини.

Дане дослідження спрямоване на визначення залежностей енергетичних параметрів мікроударника від величини зазорів між поверхнями, що труться. Величина зазорів між робочими камерами є одним з найважливіших параметрів при конструюванні машини ударної дії, оскільки дані зазори більшою мірою визначають інтенсивність перетікання повітря між сусідніми камерами і, як наслідок, ефективність використання енергоносія. За допомогою розрахункової моделі, створеної в програмі SimulationX, визначимо залежності енергетичних характеристик мікроударника від величини проміжків між наступними камерами (рис 3.8): торцева камера прямого ходу і камера зворотного ходу, камера зворотного ходу і кільцева камера прямого ходу, кільцева камера та камера атмосферного тиску.

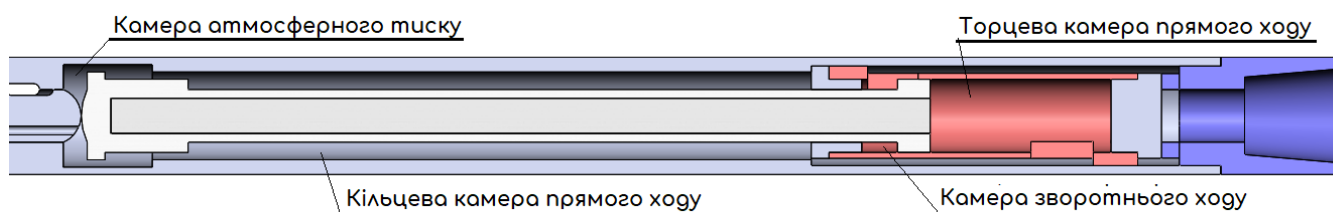


Рис 3.9 – Розташування основних камер мікроударника

Кільцевий зазор між торцевою камерою прямого ходу і зворотною камерою ходу забезпечується внутрішнім діаметром гільзи та зовнішнім діаметром хвоста ударника. Цей зазор є важливим конструктивним параметром для забезпечення максимально ефективного використання енергії стисненого повітря. Збільшення даного зазору в процесі зносу негативно позначається на енергетичних параметрах машини загалом.

У таблиці 3.3 подано дані, отримані за допомогою розрахункової моделі. У процесі дослідження початковою величиною проміжку було встановлено значення, прийняте у конструкторській документації, що дорівнює 2,5мм². Далі зазор збільшується, і одночасно фіксуються енергетичні параметри пневмоударника.

Таблиця 3.3 – Енергетичні параметри АШ-43м при різних значеннях величини зазору між торцевою камерою прямого ходу та камерою зворотного ходу

Величина зазора, мм ²	V _{уд.} , м/с	E, Дж	T, с	n, уд/хв	P, Вт	Втрата потужності, %
2.5	6.6	4.019	0.03	2000	279.8	0
3.5	6.4	3.78	0.029	2069	272.168	2.73
4.5	6.3	3.663	0.029	2069	263.736	5.74
5.5	6.15	3.488	0.028	2143	260.295	6.97
6.5	6	3.321	0.027	2222	256.93	8.17
7.5	5.8	3.105	0.026	2308	249.326	10.89
8.5	5.6	2.894	0.025	2400	241.721	13.61
9.5	5.5	2.79	0.025	2400	233.167	16.67
10.5	5.2	2.493	0.024	2500	217.112	22.41
11.5	4.5	1.868	0.023	2609	169.661	39.36
12.5	4.3	1.706	0.022	2727	161.953	42.12

За даними таблиці 3.3 побудуємо графік залежності потужності мікроударника від величини зазору між торцевою камерою прямого ходу та камерою зворотного ходу (рис. 3.10).

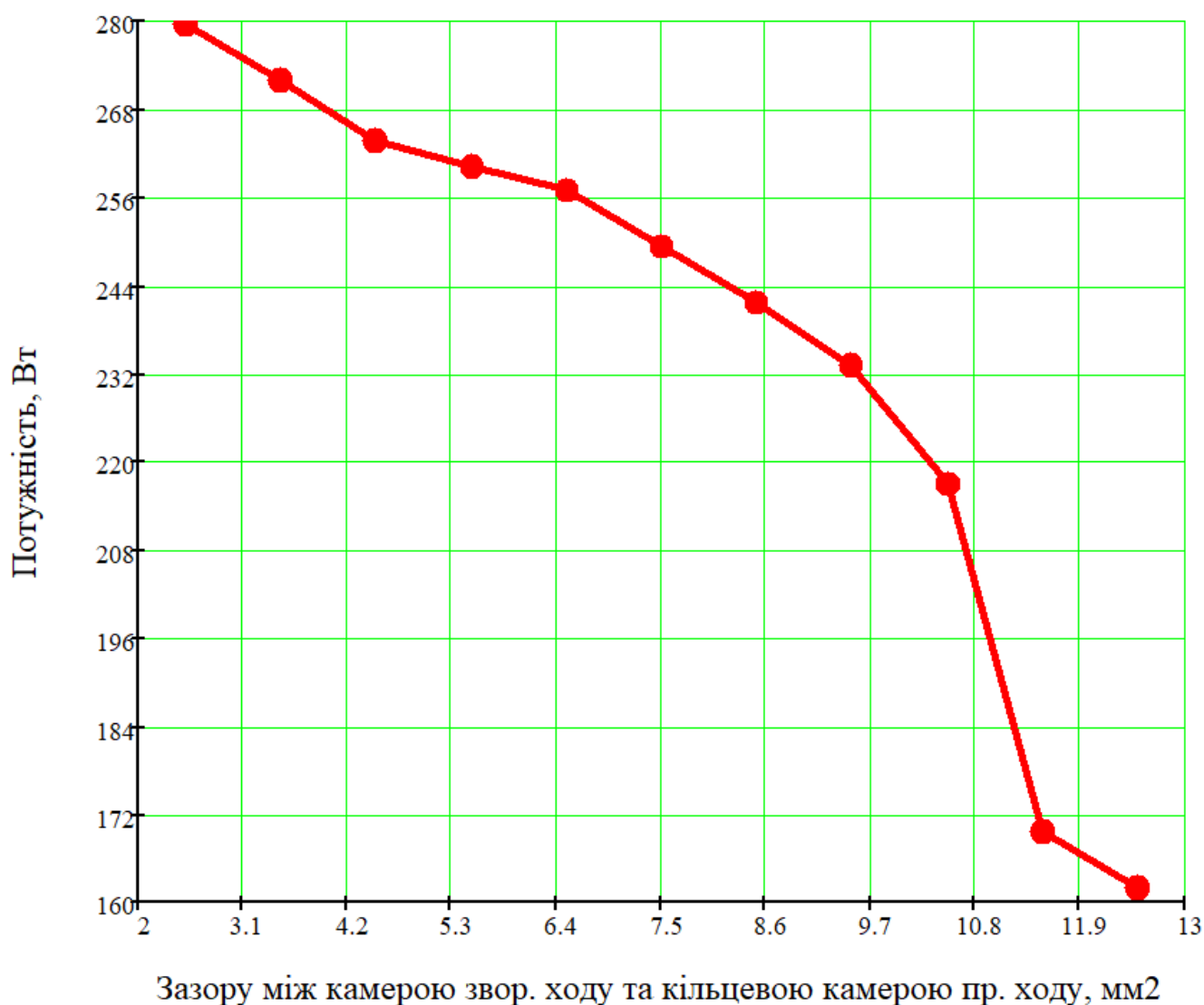


Рис 3.10 - Залежності потужності мікроударника від величини зазору між камерою зворотного ходу та кільцевою камерою прямого ходу

Проаналізувавши графік (рис 3.1) можна побачити, що потужність мікроударника зі збільшенням зазору поступово падає до певного значення, після якого починається різке зменшення. Звідси випливає, що експлуатація мікроударника після збільшення зазору між камерою зворотного ходу і кільцевою камерою прямого ходу більше 11,5 мм² недоцільна, оскільки веде до різкої втрати потужності машини. Даний висновок можна виразити у відсотковому

співвідношенні втрат потужності машини: експлуатація мікроударника після втрати потужності 25-30%, внаслідок збільшення зазору між камерою зворотного ходу та кільцевою камерою прямого ходу, недоцільна, оскільки веде до різкого зниження продуктивності.

Далі проведемо дослідження залежності потужності мікроударника від величини зазору між кільцевою камерою прямого ходу та камерою атмосферного тиску. Цей зазор забезпечується внутрішнім діаметром корпусу та зовнішнім діаметром головки ударника. Даний проміжок є важливим конструктивним параметром для забезпечення максимально ефективного використання енергії стисненого повітря. Збільшення даного проміжку в процесі зносу негативно позначається на енергетичних параметрах машини в цілому.

У таблиці 3.4 подано дані, отримані за допомогою розрахункової моделі. У процесі дослідження початковою величиною проміжку було встановлено значення, прийняте в конструкторській документації, що дорівнює 3,5 мм². Далі зазор збільшується, і одночасно фіксуються енергетичні параметри мікроударника.

Таблиця 3.4 - Енергетичні параметри мікроударника при різних значення величини зазора між кільцевою камерою прямого ходу і камерою атмосферного тиску

Величина зазора, мм ²	V _{уд.} , м/с	E, Дж	T, с	n, мин-1	P, Вт	Втрата потужності, %
3.5	6.6	4.019	0.03	2000	279.8	0
7.5	6.4	3.78	0.03	2000	263.097	5.97
11.5	6.25	3.605	0.031	1935	242.821	13.22
15.5	6	3.321	0.032	1875	216.792	22.52
19.5	5.75	3.051	0.033	1818	193.067	31
23.5	5.5	2.79	0.034	1765	171.447	38.73
27.5	5.3	2.592	0.035	1714	154.658	44.73
31.5	5.1	2.399	0.036	1667	139.223	50.24
35.5	4.95	2.259	0.037	1622	127.614	54.39
39.5	4.7	2.039	0.038	1579	112.02	59.96
43.5	4.5	1.868	0.04	15e3	97.553	65.13

За даними таблиці 3.4 побудуємо графік залежності потужності занурювального пневмоударника від величини зазору між кільцевою камерою прямого ходу та камерою атмосферного тиску (рис. 3.11).

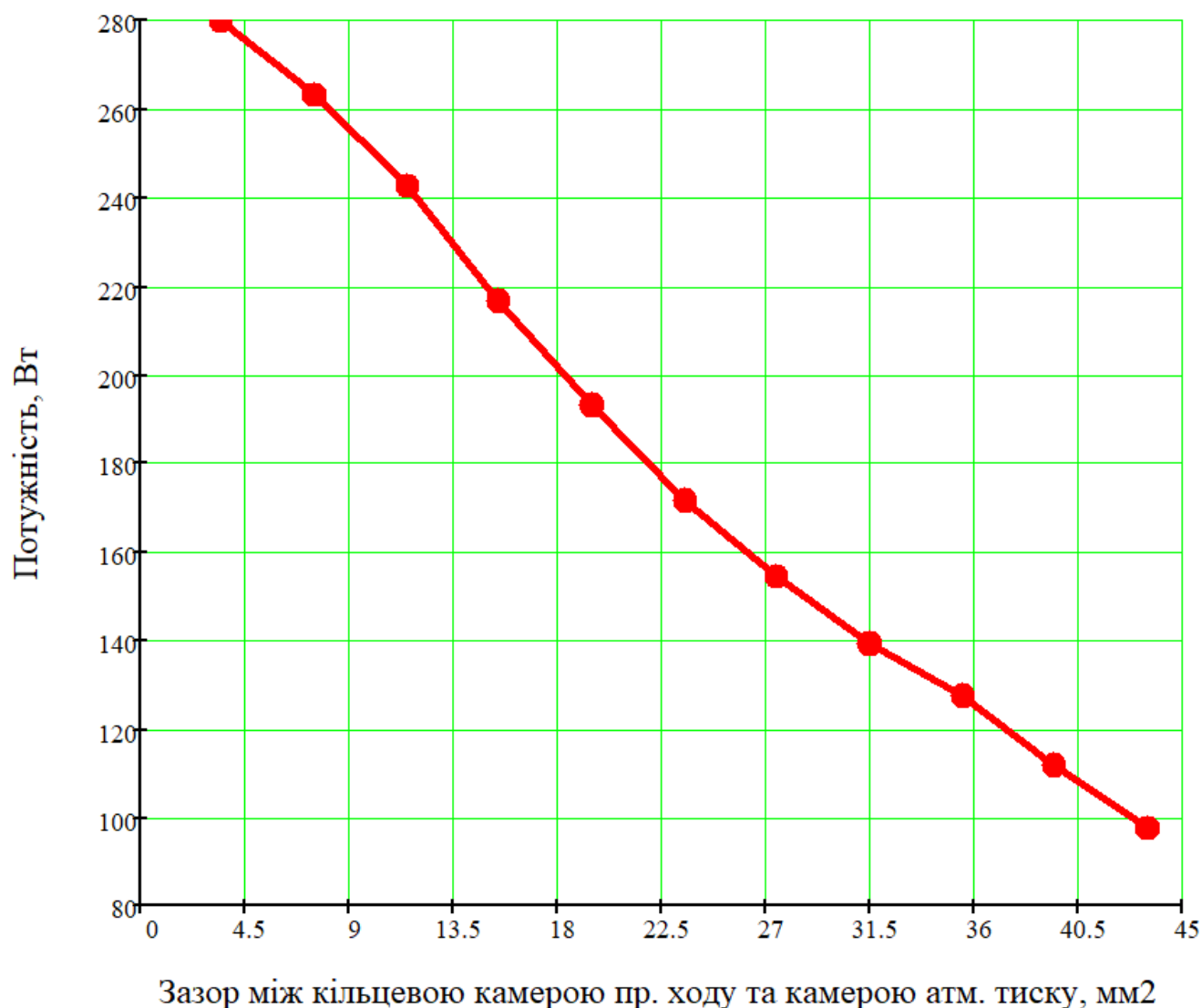


Рис. 3.11 - Залежність потужності мікроударника від величини зазору між кільцевою камерою прямого ходу та камерою атмосферного тиску

Проаналізувавши графік (рис 3.11) можна помітити, що потужність мікроударника зі збільшенням зазору, між кільцевою камерою прямого ходу і камерою атмосферного тиску, рівномірно зменшиться. Через цей проміжок стиснене повітря з кільцевої камери прямого ходу потрапляє в атмосферу, не зробивши корисної роботи. Експлуатація мікроударника не рекомендується після сумарної втрати потужності більше 25-30%, та якщо з таблиці 3.4 випливає, що дані

втрати в машині виникають при площі зазору більше $17,5 \text{ мм}^2$. Звідси випливає, що експлуатація мікроударника після збільшення зазору між кільцевою камерою прямого ходу і камерою атмосферного тиску більше $17,5 \text{ мм}^2$ недоцільна, оскільки веде до суттєвої втрати потужності машини.

Висновки до розділу 3

1. Проведено дослідження процесів повітророзподілу в мікроударнику, а саме, встановлено залежність енергетичних характеристик від розташування основних повітророзподільних кромок.
2. Встановлено, що максимальне значення енергії удару досягається при розміщенні кромки впускної камери прямого ходу від 33 мм до 37 мм від крайнього лівого положення ударника.
3. Встановлено, що максимальне значення енергії удару досягається при розташуванні кромки випускного каналу від 25 мм до 31 мм від крайнього лівого положення ударника. Цей діапазон буде раціональним розташування даних кромок.
4. Проведено дослідження впливу величини зазорів у парах, що труться, на енергетичні параметри мікроударника.
5. Встановлено, що експлуатація мікроударника після збільшення проміжку між торцевою камерою прямого ходу і камерою зворотного ходу більше $10,5 \text{ мм}^2$, а також після збільшення зазору між камерою зворотного ходу і кільцевою камерою прямого ходу більше $11,5 \text{ мм}^2$, а також після збільшення зазору між кільцевою камерою прямого ходу та камерою атмосферного тиску більше $17,5 \text{ мм}^2$ недоцільна, оскільки веде до різкої втрати потужності машини.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання, що полягає в покращенні режиму роботи занурних бурильних машин надмалого діаметру за рахунок визначення раціональних конструкцій та параметрів такого обладнання.

1. Проведено аналіз шляхів подальшого розвитку занурних пневмоударників на основі літературно-патентних джерел. Розроблено лінію розвитку занурних пневмоударників. Встановлено, що цікавим етапом розвитку, що поки що не отримав належної реалізації є конструкція, що складається з багатьох мікроударників, поєднаних корпусом. Кожен мікроударник являє собою зменшену по діаметру копію звичайного занурного пневмоударника, діаметром відповідним одному породоруйнучому елементу (штирю). Така полісистема може підлаштовуватися під будь яку породу, пересуваючи мікроударники по довжині або розгортаючи під кутом. Таким чином можливо формувати будьякі профілі забою.
2. На основі відомої конструкції занурного пневмоударнику АШ-43 розроблено конструкцію мікроударнику за наступними масштабними коефіцієнтами: для осьових розмірів $\alpha = 1,05$; для маси ударника та інших інерційних елементів $\beta = 0,3$; для діаметральних розмірів $\sqrt{\beta/\alpha} = 0,5$ разів.
3. Визначено потрібну кількість енергії удару, що приходить на один штир. Встановлено, що на кожен мм^2 площі штиря має приходитися від 0,03 до 0,05 Дж енергії удару, причому зі зменшенням діаметру свердловини або шпура цей показник зменшується. Для проектного мікроударника потрібно 4,6-7,7 Дж для штиря діаметром 14 мм або 3,4-5,6 Дж для штиря діаметром 12 мм. Прийнято до встановлення штир діаметром 12 мм, що має параболічну форму головки задля кращого занурення.

4. Проведено дослідження процесів повітророзподілу в мікроударнику, а саме, встановлено залежність енергетичних характеристик від розташування основних повітророзподільних кромок.
5. Встановлено, що максимальне значення енергії удару досягається при розміщенні кромки впускної камери прямого ходу від 33 мм до 37 мм від крайнього лівого положення ударника.
6. Встановлено, що максимальне значення енергії удару досягається при розташуванні кромки випускного каналу від 25 мм до 31 мм від крайнього лівого положення ударника. Цей діапазон буде раціональним розташування даних кромок.
7. Проведено дослідження впливу величини зазорів у парах, що труться, на енергетичні параметри мікроударника.
8. Встановлено, що експлуатація мікроударника після збільшення проміжку між торцевою камерою прямого ходу і камерою зворотного ходу більше $10,5 \text{ мм}^2$, а також після збільшення зазору між камерою зворотного ходу і кільцевою камерою прямого ходу більше $11,5 \text{ мм}^2$, а також після збільшення зазору між кільцевою камерою прямого ходу та камерою атмосферного тиску більше $17,5 \text{ мм}^2$ недоцільна, оскільки веде до різкої втрати потужності машини.