

Корисна модель належить до галузі гідравліка та гідроенергетичне машинобудування, зокрема системи перетворення потенційної енергії низьконапірних гравітаційних потоків рідини у кінетичну енергію високонапірних квазінеперервних реактивних імпульсних струменів.

З рівня техніки відомі наступні розробки.

Гідравлічний таран, що використовує кінетичну енергію потоку для підйому частини води на висоту. [Джерело: E. W. Leese, "Hydraulic Ram Pumps: A Guide to Design and Installation", Practical Action Publishing, 2008].

Відомий теплогенератор-водопідіймач без споживання електричної енергії і пального, що містить гідротаран, який має живильну трубу, відбійний та нагнітальний клапани, повітряний ковпак, нагнітальну трубу, напірний бак. В гідротаран додатково введено водонапірний резервуар, з'єднувальну трубу, клапан-переривник водного потоку, причому клапан-переривник і нагнітальний клапан з'єднують між собою жорсткою конструктивною зв'язкою, півсферичний кавітатор, який встановлюють біля клапана-переривник всередині живильної труби, клапан надмірного тиску і повітряний клапан, які встановлюють у повітряному ковпаку, ємність з рухомим толоком, які використовують для регулювання швидкості потоку води на вході живильної труби, кран споживача, який встановлюють в напірному баку. ["ТЕПЛОГЕНЕРАТОР-ВОДОПІДІЙМАЧ БЕЗ СПОЖИВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ І ПАЛЬНОГО" патент № 88309, заявка № u201311673, Винахідник: Нефедов Юрій Іванович]. Недолік: енергія спрямована на підйом, а не на формування спрямованого високошвидкісного квазінеперервного струменя.

Імпульсні насоси, в яких потік рідини переривається клапанним механізмом, викликаючи серію ударних хвиль та імпульсів тиску, що використовуються для транспортування рідини або підвищення тиску. Створюють стрибки тиску для транспортування рідини [Джерело: H. W. Liepmann, A. Roshko, "Elements of Gasdynamics", Dover Publications, 2001.].

Відомий пристрій для перекачування рідини з джерела в задане місце, віддалене від джерела. Пристрій містить гідравлічний насос, що має камеру для перекачування рідини і засіб накопичення потенційної енергії. Насос через засіб управління з'єднаний із заданим місцем, вище за потоком і з джерелом, нижче за потоком. Засіб управління також з'єднаний з другим засобом перекачування і забезпечує передачу імпульсів гідравлічного тиску від насоса по трубопроводу до насоса. Гідравлічні імпульси приводять в дію насос, забезпечуючи як перекачування рідини з джерела в камеру, так і накопичення частини енергії імпульсу. У проміжках між імпульсами накопичена енергія використовується для приведення в дію насоса для подачі відкачаної рідини в задане місце та повернення об'єму гідравлічної рідини, що дорівнює обсягу робочого гідравлічного імпульсу. Насос може бути дводіафрагмового, або двопоршневого типу, з'єднаний послідовно. ["Pulse driven hydraulic pump" патент № US4553910A, Винахідник: Terry Gosschalk]. Недоліком є те, що пристрій потребує зовнішнього приводу або насоса.

Гідроудари в промислових трубопроводах. У системах трубопроводів при швидкому закритті або відкритті запірної арматури виникають гідроударні хвилі тиску. Ці ефекти вивчаються як з точки зору запобігання руйнувань, так і для застосування у системах із керованим імпульсним навантаженням. [Джерело: Wylie, E. B., Streeter, V. L., "Fluid Transients in Systems", Prentice Hall, 1993].

Системи імпульсного впорскування, що застосовуються у паливних системах двигунів внутрішнього згоряння, де форсунки подають паливо у вигляді високошвидкісних імпульсів, синхронізованих з робочим циклом двигуна [Джерело: R. Stone, "Introduction to Internal Combustion Engines", Macmillan Press, 1999].

Імпульсні генератори тиску для гідравлічних стендів, що використовуються для випробувань трубопроводів та обладнання. У системах створюються регульовані короточасні стрибки тиску із заданою амплітудою та частотою [Джерело: M. Wiggert, J. Hatfield, "Transient Flow in Systems", ASME Press, 2012].

Гідродинамічні системи, що працюють з імпульсами тиску, можуть створювати ефекти, аналогічні віртуальному перепаду висоти, із використанням фаз розрідження для збільшення швидкості потоку та підвищення ефективності системи. Наприклад: Pulsation Dampeners (Hamworthy) [https://www.debem.com.ua/eng/nasos/dempfer/equaflux_51/] - пристрої, які контролюють і використовують імпульси тиску в гідросистемах для збільшення швидкості потоку та стабілізації тиску. Відома розробка, яка є генератором пульсуючого потоку для реалізації періодичних пульсуючих змін тиску рідини відповідно до конструктивних норм, що містить резервуар для рідини, головну трубу, напірний насос, триходове з'єднання, вихідний патрубок пульсуючого потоку, патрубок регулювання тиску, механізм зміни швидкості, двигун та систему регулювання швидкості двигуна. На головній трубі встановлено напірний насос. Напірний насос всмоктує рідке робоче середовище з резервуара для рідини та подає його в головну трубу під постійним тиском. Один кінець трійника з'єднаний з вихідним патрубком пульсуючого потоку. Інший кінець з'єднаний з резервуаром для рідини через патрубок регулювання тиску. На патрубку

регулювання тиску встановлено поворотний клапан безперервної дії. Двигун з'єднаний з поворотним клапаном безперервної дії на патрубку регулювання тиску через конструкцію зі змінною швидкістю. Двигун підключений. ["Pulsating flow generator" Патент № CN201344172Y, Винахідник: 杨侠 喻九阳 徐建民 罗燕 汪威 张捷].

Реакторні системи з кавітацією. Кавітація як явище розрідження використовується для створення перепадів тиску, що призводять до збільшення швидкості потоку. Це застосовується в деяких хімічних реакторах і насосах, де кавітація прискорює потік рідини. Наприклад: Aerozinc Cavitation Reactors - системи, що використовують кавітацію для покращення потоку та створення локальних перепадів тиску. [https://www.researchgate.net/publication/390677908_Zastosuvanna_avisa_kavitacii_i_kavitacijного_reaktoru_dla_intensifikacii_procesu_esterifikacii].

Недоліками аналогічних розробок є нездатність формувати квазінеперервний струмінь високого тиску (20-100 атм) із корисною витратою води 50-500 л/с виключно за рахунок низьконапірного (0,65-1,5 м) гравітаційного потоку; існуючі аналогів (гідротарани та імпульсні насоси) забезпечують значно менші тиски та дискретний, а не квазінеперервний потік.

Основними обмеженнями існуючих розробок, є:

- Акумуляція енергії у накопичувальних резервуарах або мембранних акумуляторах призводить до дискретності подачі та обмежує частотний діапазон роботи.
- Залежність вихідного тиску та витрати від розмірів накопичувача і висоти падіння, що не дозволяє досягти високонапірного потоку при малому гравітаційному напорі.
- Затримка реакції системи - енергія накопичується перед подачею, що ускладнює оперативне регулювання та стабілізацію струменя.

Таким чином: акумуляційна природа аналогічних розробок обмежує їхню здатність до швидкого, фазово-координованого формування квазінеперервного потоку. Існує необхідність в усуненні зазначених обмежень, та розробці нової системи, що забезпечує високонапірний квазінеперервний струмінь без накопичення енергії. Запропонований Інтегратор усуває ці обмеження, застосовуючи дискретно-імпульсне формування модулів потоку з фазовим зсувом, що забезпечує високонапірний квазінеперервний струмінь без накопичення енергії.

В основу пристрою поставлено задачу забезпечення можливості використання фундаментальних фізичних явищ - зокрема, перетворення невеликої потенційної енергії стовпа рідини у кінетичну енергію керованих імпульсних потоків із контролем фазовим зсувом циклів при дискретно-імпульсному перетворенні енергії низьконапірного гравітаційного потоку рідини у високонапірний квазінеперервний струмінь із заданими параметрами тиску та максимально корисною витратою рідини.

Технічна задача: створення системи, що дозволить ефективно перетворювати низькоенергетичний гравітаційний потік у високонапірний квазінеперервний струмінь за рахунок керованого використання гідроударних явищ і фазових переходів тиску, забезпечуючи при цьому простоту, надійність та автономність.

Поставлена задача вирішується шляхом створення пристрою формування високонапірного квазінеперервного струменя рідини з низькоенергетичного гравітаційного потоку на основі гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку (Gravity Impulse Flow Former - GIF²) (далі - система пристрою GIF² або пристрій GIF²).

Гравітаційно-імпульсний інтегратор потоку GIF² призначено для формування квазінеперервного реактивного струменя рідини високого тиску (20-100 атм) з колімованою або короткофокусною конвергентною структурою шляхом генерації послідовних дискретних імпульсних модулів з підвищеним ентальпійним станом та заданим коефіцієнтом фазового перекриття (5-50 %).

Початковий низькоенергетичний гравітаційний суцільний потік виконує функцію ініціації циклічних процесів з управляючими та синхронізуючими гідроударними впливами, внаслідок чого формується локалізований імпульсний модуль зі зростанням потокової ентальпії за рахунок підвищення тиску при гідроударі. Подальше перетворення та перерозподіл енергії тиску між гідродинамічними процесами системи, за умов подвійного переривання потоку, забезпечує виділення окремого дискретного імпульсу, його прискорене переміщення по тракту, стабілізацію параметрів та формування квазінеперервного реактивного струменя на виході соплового елемента.

При цьому використовується ефект підвищення швидкості суцільного потоку, зумовлений хвильовою взаємодією з фазою розрідження та/або створенням контрольованого підпірного тиску, що забезпечує ефективне перетворення початкової механічної енергії гравітаційного напору рідини без залучення зовнішніх джерел енергії.

Для цілей інженерного аналізу та побудови енергетичних балансів у даному описі підвищений

ентальпійний стан імпульсного модуля розглядається у спрощеному вигляді як гранична механічна робота потоку, яка може бути реалізована під час подальшого квазістатичного розширення модуля до атмосферного тиску. У цьому наближенні ентальпія імпульсного модуля ототожнюється з його потенційною здатністю виконувати роботу, що чисельно оцінюється через добуток надлишкового тиску на об'єм модуля.

Зазначене спрощення не означає трактування ентальпії як окремого джерела енергії, а використовується виключно як зручна інженерна модель, що дозволяє кількісно оцінювати межі перетворення енергетичного стану потоку в кінетичну енергію струменя за умови дотримання загального енергетичного балансу системи.

Пристрій являє собою гравітаційно-імпульсний перетворювач потоку, що поєднує функції енергетичного трансформатора та генератора імпульсної потужності:

1. Енергетичний трансформатор:

Що перетворює: Змінює форму енергії - потенціальна енергія гравітаційного напору переходить у кінетичну енергію потоку, яка під час керованого гідроудару трансформується у підвищений ентальпійний стан стиснутих модулів, а потім у кінетичну енергію високошвидкісного струменя.

Як: За рахунок керованих гідроударів відбувається не проста передача енергії, а якісна трансформація: низький статичний напір перетворюється у високий локальний тиск у модулі (до 120 атм), а мала витрата перерозподіляється в часі з формуванням високої миттєвої швидкості витікання (понад 100 м/с) з коефіцієнтом енергетичної концентрації (КЕК) понад 500 у номінальному циклі.

2. Генератор імпульсної потужності:

Що генерує: Створює послідовність короточасних імпульсів високої миттєвої потужності, які інтегруються у квазінеперервний струмінь з фазовим перекриттям до 50 %.

Як: Використовує циклічний режим роботи (гідроудар → фаза розрідження з рекуперацією енергії → наступний гідроудар) для періодичного генерування пікових навантажень, недосяжних для стаціонарних гідравлічних систем аналогічного масштабу.

Запропонована система - це система керованої багаторазової концентрації енергії, яка:

- споживає низькопотенційний гравітаційний потік (напір 0,65-1,5 м);
- ініціює ним управляючі гідроудари;
- трансформує енергію цих гідроударів спочатку в ентальпію (потенційну роботу) стиснутих модулів, а потім - у високопотужні імпульси;
- генерує послідовність цих імпульсів, що формують квазінеперервний високошвидкісний струмінь;
- забезпечує високий коефіцієнт енергетичної концентрації (КЕК) за рахунок накопичення енергії в імпульсних модулях, рекуперації енергії у фазах розрідження та синхронізації гідроударів;
- керує гідродинамічними процесами системи за допомогою ударних хвиль.

Ударні хвилі (керованого та синхронізуючого гідроударів):

- безпосередньо керують рухом рідини в системі;
- формують дискретні імпульсні модулі шляхом створення локальних зон високого тиску та їх ізоляції клапанами;
- забезпечують прискорений рух модулів каналами системи за рахунок градієнтів тиску, сформованих відбитими хвилями;
- синхронізують роботу всіх елементів (клапани, гасники, гідроаккумулятор), створюючи узгоджений цикл перетворення енергії.

Це забезпечує прецизійне керування параметрами струменя (тиск, швидкість, частота імпульсів, фазовий зсув) без механічних регуляторів, виключно за рахунок гідродинамічних явищ.

Пристрій GIF² базується на відомих фундаментальних законах фізики та відкриває нові можливості використання гідроударів не лише в енергетиці, а й у суміжних галузях - таких як гідравлічні випробування, очищення та пробивка трубопроводів, інжекційні та імпульсні насосні системи, водопостачання в автономних регіонах, а також у експериментальних установках, де необхідне формування керованих короточасних навантажень високого тиску та формування керованого спрямованого високошвидкісного квазінеперервного струменя.

Технічний результат: багатоетапна концентрація енергії, ініційована та керована низькоенергетичним гравітаційним потоком (0,65-1,5 м), забезпечує формування високоенергетичного реактивного квазінеперервного струменя рідини з регульованими параметрами тиску (20-100 атм) та витрати (50-500 л/с).

Досягнення результату забезпечується:

- ініціюванням керованого гідроудару (10-40 атм) з подальшим відбором ентальпії (потенційної роботи) для формування дискретного імпульсного модуля шляхом подвійного переривання потоку;

- перерозподілом енергії гідроудару в системі для забезпечення руху та стабілізації високоенергетичного імпульсного модуля;

- формуванням концентрованого керуючого гідроудару (80-150 атм) шляхом ініціювання прискореного гравітаційного потоку за рахунок використання фази розрідження в робочому трубопроводі, що забезпечує рекуперацію енергії та призводить до зростання пікового тиску та миттєвої потужності імпульсного модуля;

- корекцією пікових значень параметрів модуля ентальпією синхронізуючого гідроудару та їх стабілізацією до заданих рівнів за допомогою транзитного гідроаккумулятора;

- формуванням та прискоренням струменя сопловим елементом.

Пристрій GIF² реалізує автоматизоване керування циклами роботи з можливістю фазового перекриття (до 50 %) двох активних модулів за цикл та формує квазісуцільний струмінь з високою стабільністю параметрів, що не властиво відомим аналогам, при цьому досягається:

- контрольоване формування стрибків тиску (гідроударів) без використання зовнішнього приводу;

- використання фаз розрідження, підпору та імпульсної модуляції потоку з рекуперацією енергії для наступних циклів;

- дискретно-імпульсний внесок енергії кожного імпульсу та її вивільнення у формі спрямованих дискретних модулів високої ентальпії та кінетичної щільності з керованим фазовим зсувом;

- проєктна стабілізація тиску імпульсного модуля;

- перетворення ентальпії кожного з послідовних стабілізованих імпульсних модулів у високонапірний квазінеперервний струмінь;

- багатоетапна концентрація енергії:

на першому етапі "Розгін" - під час фазового переходу суцільного потоку під дією первинного керуючого та синхронізуючого гідроударів формують підпір,

збільшення миттєвої кінетичної енергії потоку за рахунок зниження статичного тиску та прискорення у фазі розрідження суцільного потоку щонайменше у 5 разів, прискорюючи його швидкість та створюючи умови для наступного концентрованого управляючого гідроудару;

на другому етапі "Підживлення" - дією вторинного концентрованого управляючого та синхронізуючого гідроударів на попередньо прискорений потік формують дискретний модуль рідини з високою ентальпією (потенційною роботою), яка виникає внаслідок перетворення кінетичної енергії потоку в роботу стиснення при гідроударі. Завдяки малій стисливості рідини та жорсткості стінок трубопроводу енергія пружної деформації є нехотово малою (<1 %), що забезпечує ефективне перетворення механічної енергії в потенційну роботу стиснутого модуля, досягаючи його прискорення та додаткової концентрації тиску;

на третьому етапі "Перетворення" - формування та прискорення струменя сопловим елементом із динамічно регульованим вихідним отвором забезпечує:

- стиснення та прискорення імпульсного модуля за рахунок зменшення площі перерізу вихідного отвору, що підвищує швидкість струменя згідно з принципом нерозривності;

- стабілізацію форми струменя (колімованість або короткофокусна конвергентна структура) для збереження енергії на відстані;

- корекцію параметрів виходу (тиск, швидкість) шляхом регулювання зазору між голкою та соплом, адаптуючись до ентальпії кожного окремого модуля з фазовим перекриттям.

Ці процеси відбуваються виключно за рахунок гравітаційної потенціальної енергії води, визначеної її висотою відносно точки виток, яка перетворюється спочатку у кінетичну енергію потоку, яка під час гідроудару переходить у ентальпію стиснутих модулів, а далі - у кінетичну енергію струменя завдяки дискретно-імпульсному внеску енергії кожного гідроудару, підпору, рекуперації у фазах розрідження та стабілізації. Важливу роль відіграє також гідродинамічна конфігурація системи, яка спрямовує та ефективно використовує цю енергію, забезпечуючи коефіцієнт енергетичної концентрації (КЕП) понад 500 у номінальному циклі.

Особливі ознаки зовнішнього джерела потоку.

Особливими ознаками зовнішнього джерела суцільного потоку (R1), що використовується у гравітаційно-імпульсному інтеграторі, є: нова конструкція резервуара-джерела з другим горизонтальним несучим днищем (G), яке одночасно виконує роль фіксованої висотної відмітки тиску та відділювача повітря; проєктні зазори між другим днищем, конічним днищем і стінкою, розраховані під витрату системи; спеціальна антикавітуюча архітектура внутрішніх поверхонь; автономний енерговузол + незалежний енергоблок, що працює до гравітаційного перепаду без зміни енергобалансу; розрахована міцність на циклічні гідроудари до 150 атм (1-7 Гц) з урахуванням втомної міцності та шліфованих поверхонь для вільного поширення хвиль; друге несуче днище функціонує як гідродинамічний сепаратор і відлікова площа тиску; відведення газових включень через проєктний канал із повітровідвідником у гідробаці

реалізує дегазацію в гравітаційному джерелі з розрахованим гідродинамічним каналом; енерговузол розташований перед формуванням перепаду, що підвищує ефективність формування однофазного потоку.

Особливі ознаки пристрою інтегратора потоку GIF².

- багатоетапне перетворення низьконапірного гравітаційного потоку (0,65-1,5 м) у високонапірний квазінеперервний струмінь (20-100 атм, 50-500 л/с) з коефіцієнтом енергетичної концентрації (КЕК) понад 500 у номінальному циклі;

- послідовність зворотних поворотних клапанів (2), (4), (7) з противагами, просторовою орієнтацією дисків та синхронізацією ударних хвиль забезпечує формування керованих гідроударних циклів з фазами розрідження для рекуперації енергії;

- оригінальна комбінація зливної лінії (5) з послідовно встановленими гасниками амплітуди тиску (15), дроселювальним соплом Лавалю (16) та гідрозатвором (6) забезпечує повну дисипацію енергії малих керуючих модулів та формування необхідного фазового зсуву між циклами (до 36 % перекриття);

- мембранний гідроаккумулятор-стабілізатор (10), виконаний у транзитному режимі з газовою та рідинною камерами, об'єми яких узгоджені з точністю $\pm 2\%$, оснащений двома окремими портами (вхідним та вихідним), що забезпечує стабілізацію тиску основного модуля та демпфування пікових навантажень без затримки потоку, мінімізуючи втрати ентальпії;

- сопловий елемент (12) з рухомою голкою, що переміщується під дією тиску модуля та повертається пружиною, дозволяє динамічно регулювати вихідний зазор, адаптуючи геометрію вихідного отвору до ентальпії (потенційної роботи) кожного окремого модуля;

- автономне керування робочими циклами виключно за рахунок гідродинамічних явищ (гідроударів, фаз розрідження, відбитих хвиль) без використання зовнішніх систем керування, що принципово відрізняє систему від класичних гідроударних установок;

- матеріали та геометрія елементів (клапанів, трубопроводів, гасників) забезпечують працездатність при циклічних гідроударних навантаженнях до 150 атм з частотою 1-7 Гц, з урахуванням нехтовно малої енергії пружної деформації ($< 1\%$) завдяки жорсткості конструкції та малій стисливості рідини;

- математично визначена взаємодія з джерелом потоку (R1) створює логічно та об'ємно замкнену гідравлічну систему між резервуаром та інтегратором, що забезпечує автономну стабілізацію потоку та прогнозовані енергетичні характеристики в усьому діапазоні робочих режимів.

Коротке обґрунтування відповідності здійснення робочого циклу системи пристрою GIF² фундаментальним законам.

Робочий цикл інтегратора GIF² здійснюється виключно за рахунок ініціювання низькоенергетичним суцільним потоком від зовнішнього джерела (R1) явища гідроудару та перерозподілу його енергії для формування імпульсних дискретних модулів з високою ентальпією. Усі динамічні процеси в системі - подвійне переривання потоку, спрацювання клапанів, концентрація енергії, фази розрідження та стабілізація - керуються виключно фронтами ударних хвиль та їх відбиттями, без використання зовнішніх систем керування. Нижче наведено відповідність кожного етапу фундаментальним фізичним законам:

- Закон збереження енергії (перший закон термодинаміки): система не створює енергію, а лише трансформує її з однієї форми в іншу:

- Початкова форма: Гравітаційна потенціальна енергія стовпа рідини $E_{\text{grav}} = \rho g h V_{\text{total}}$ (у номінальному циклі $\approx 1,96$ кДж). (1)

- Проміжна форма: У результаті гідроударів кінетична енергія потоку перетворюється в ентальпію (потенційну роботу) стиснутого модуля: $\Delta H_{\text{max}} = (P - P_{\text{atm}}) V_{\text{module}}$. (2)

Це не порушує закон збереження, оскільки ентальпія є мірою роботи, яку може виконати модуль при розширенні, а не енергією, створеною з нічого.

- Кінцева форма: При розширенні в сопловому елементі ентальпія перетворюється в кінетичну енергію струменя:

$$\Delta H_{\text{del}} = \frac{1}{2} m v_{\text{jet}}^2 + \text{втрати} \quad (3)$$

Втрати енергії (відбиття, тертя, дисипація в контрольній гілці) становлять $\approx 15-45\%$ і повністю враховуються в енергетичному балансі.

Таким чином, система повністю підкоряється першому закону термодинаміки: підведена гравітаційна енергія дорівнює сумі корисної роботи струменя та дисипативних втрат.

- Рівняння неперервності (збереження маси): Формування імпульсних модулів та їх рух узгоджуються з рівнянням нерозривності для нестационарного потоку:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q(t), \quad (4)$$

де $Q(t)$ - миттєва об'ємна витрата. Зменшення площі перерізу при переході від трубопроводу (9) до

соплового елемента (12) ($A_2 < A_1$) призводить до пропорційного зростання швидкості ($v_2 > v_1$), що забезпечує прискорення струменя без порушення суцільності потоку. Це відповідає класичній гідродинаміці ідеальної рідини.

- Хвильова динаміка (рівняння Жуковського): Генерація та розповсюдження ударних хвиль описується фундаментальним співвідношенням Жуковського: $\Delta P = \rho c \Delta v$, (5)

де ΔP - стрибок тиску, ρ - густина рідини, c - ефективна швидкість звуку в системі (з урахуванням FSI та газовмісту), Δv - зміна швидкості потоку при різкому перериванні.

Відбиття хвиль від замкнених (клапани) та відкритих (гідроаккумулятор, резервуар) меж підпорядковуються принципам акустики:

- При відбитті від закритого кінця тиск подвоюється: $\Delta P_{tot} = 2\Delta P$.

- При відбитті від відкритого кінця тиск падає до нуля, а швидкість змінює знак.

Ці явища забезпечують синхронізацію клапанів, рекуперацію енергії у фазах розрідження та формування необхідного фазового зсуву між модулями.

- Другий закон Ньютона (закон імпульсу): Прискорення дискретного модуля рідини масою m під дією

перепаду тиску описується рівнянням руху:

$$F = \Delta P \cdot A = m \frac{dv}{dt}, \quad (6)$$

де: F - сила, що діє на модуль, A - площа поперечного перерізу трубопроводу. Інтегруючи це рівняння за часом дії імпульсу, отримуємо зв'язок імпульсу сили зі зміною кількості руху:

$$\int F dt = m \Delta v. \quad (7)$$

Це безпосередньо підтверджує, що передача енергії здійснюється через імпульс сили та виконання роботи тиском, а не роботою стиснення газу чи іншими механізмами.

- Ентальпійний аналіз (термодинаміка відкритих систем): Ключовим для розуміння енергетики системи є використання поняття ентальпії (потенційної роботи). У відповідності до термодинаміки відкритих систем [5, 6, 7] енергія, що переноситься потоком через контрольну поверхню, визначається ентальпією, а не внутрішньою енергією. Для стиснутого модуля: $H_{max} = m(h - h_0) \approx (P - P_{atm})V$. (8)

де $h = u + P/\rho$ - питома ентальпія. Через малу стисливість води та жорсткість стінок зміна внутрішньої енергії Δu є нехтовно малою ($< 1\%$, тому вся робота, виконана над модулем при гідроударі, трансформується в потенційну роботу, яка може бути вивільнена при розширенні.

Таким чином, у межах прийнятої інженерної моделі ентальпія розглядається як міра потенційної роботи, акумульованої в модулі, яка згодом перетворюється в кінетичну енергію струменя. Такий підхід узгоджується з ексергетичним аналізом, де максимальна робота, яку може виконати система, визначається саме ексергією потоку.

Імпульсна динаміка як основний механізм керування:

Система використовує імпульсні явища для керування потоком та передачі енергії:

- Збереження імпульсу при гідроударі: Різка зупинка потоку на клапані генерує ударну хвилю, імпульс якої передається рідині згідно з законом імпульсу.

- Відбиття та суперпозиція хвиль: Зустрічні хвилі від замкнених клапанів створюють зони тимчасового підвищення тиску: $\Delta P_{рез} = \Delta P_{пад} + \Delta P_{відб}$. (9)

- Передача імпульсу модулю: Сила тиску, що діє протягом часу Δt , змінює кількість руху модуля: $F \Delta t = m \Delta v$. (10)

- Керування імпульсами: Синхронізоване закриття клапанів регулює передачу імпульсу між модулями, забезпечуючи послідовну концентрацію енергії.

- Стабілізація: Пружинні гасники (15) та гідроаккумулятор (10) поглинають надлишкові імпульси, запобігаючи резонансним руйнуванням і стабілізуючи цикл.

Усі ці процеси повністю описуються теоремою про зміну імпульсу механічної системи та законами удару в рідинах (Жуковського), що підтверджує фізичну коректність роботи інтегратора GIF².

- Фази розрідження та рекуперація енергії:

Після вивільнення модуля та закриття клапана (7) у робочому трубопроводі (3) виникає фаза розрідження з тиском $P \approx -0,8$ атм (відносно атмосферного). Це явище описується хвильовою теорією як відбиття хвилі розрідження від закритого кінця. Важливо, що тривалість цього стану (2-5 мс) є недостатньою для розвитку кавітації, за умови, що абсолютний тиск не знижується нижче тиску насиченої пари води, тому рідина перебуває в метастабільному стані без порушення суцільності. Енергія, акумульована в фазі розрідження, рекуперується для прискорення наступного циклу, що підвищує загальний ККД системи.

Висновок: Усі процеси в пристрої інтегратора GIF² - від генерації гідроудару до формування високошвидкісного струменя - повністю відповідають фундаментальним законам фізики: збереженню

енергії, збереженню маси, другому закону Ньютона, хвильовій динаміці (рівняння Жуковського) та термодинаміці відкритих систем (ентальпійний аналіз). Використання ентальпії як міри потенційної роботи модуля є фізично обґрунтованим і дозволяє кількісно описати перетворення низькопотенційної гравітаційної енергії у високонапірний квазінеперервний струмінь із керованими параметрами.

Гравітаційно-імпульсний інтегратор потоку сконструйований таким чином, що приймає від зовнішнього джерела (R1) суцільний низькоенергетичний швидкісний потік із заданими початковими параметрами. Потік взаємодіє з ударним зворотно-поворотним клапаном (4), який закривається під його дією та ініціює керуючий гідроудар. Утворена при цьому ударна хвиля спрямовується на нагнітальний зворотно-поворотний клапан (7), відкриваючи його, а також на зворотно-поворотний клапан-переривник (2), який при цьому закривається, створюючи синхронізуючий гідроудар.

Таким чином забезпечується подвійне послідовне переривання вхідного суцільного потоку, внаслідок чого формуються два дискретні модулі рідини.

Об'єм (розмір) першого малого модуля визначається кількістю рідини, що створила гідроудар на клапані (4) і перемістилася в зливний трубопровід (5) з подальшою повною дисипацією енергії на виході (F).

Об'єм (розмір) другого, основного модуля визначається конструктивними параметрами трубопроводу (3), вихідною частиною посудини клапана-переривника (2) та вхідною частиною посудини корпусу ударного клапана (4).

Повна дисипація енергії малого імпульсного модуля в зливному трубопроводі (5) відбудеться на підставі технічного рішення щодо встановлення послідовної комбінації елементів у зливному трубопроводі (5), включаючи пружинний гідравлічний імпульсний гасник амплітуди тиску малого імпульсного модуля (15), дроселювальне сопло Лавалю (16) і гідрозатвор (6), що призводить до стабілізації тривалості фазового зсуву робочого циклу, визначенню моменту вільного відкриття диска ударного клапана (4) і ініціюванню наступного керуючого гідроудару, при якому наступний цикл запускається до завершення попереднього активного циклу, забезпечуючи необхідну частоту формування імпульсних модулів рідини і квазісуцільність струменя на виході соплового елемента (12).

Підвищення тиску у фронті хвилі

Енергія прямої ударної хвилі після гідроудару на ударному клапані (4) швидко закриває диск клапана-переривника (2), ініціюючи синхронізуючий гідроудар. У результаті цього в робочому трубопроводі (3) формується основний дискретний модуль з високою ентальпією (потенційною роботою) $H_{\max} = (P - P_{\text{atm}})V_{\text{module}}$, яка виникає внаслідок перетворення кінетичної енергії потоку в роботу стиснення при гідроударі. Хвиля відбивається від клапана-переривника (2) та перерозподіляється, впливаючи на формування параметрів основного модуля й надаючи йому поступальний рух після зупинки. Далі основний дискретний імпульсний модуль проходить через уже відкритий нагнітальний зворотно-поворотний клапан (7) у напірний трубопровід (9) і, без стабілізації у гідроаккумуляторі-стабілізаторі (10) (оскільки його тиск, наприклад ~96 атм, перевищує зарядний тиск 83 атм), надходить до соплового елемента (12). З нього починає виходити сформований струмінь, енергія якого визначається перетворенням ентальпії модуля в кінетичну енергію при розширенні в соплі, а витрата відповідає об'єму основного дискретного модуля.

Водночас, коли весь основний дискретний імпульсний модуль переміщується в напірний трубопровід (9), диск нагнітального зворотно-поворотного клапана (7) закривається під дією перепаду тиску, а в робочому трубопроводі (3) утворюється фаза розрідження з тиском $P \approx -0,8$ атм (абс.). У певний момент цієї фази перепад тиску на вході й виході клапана-переривника (2) збільшується, завдяки чому зростає напір суцільного потоку в подавальному трубопроводі (1), і диск клапана-переривника (2) різко відкривається, забезпечуючи вільний прохід суцільному потоку. Енергія, акумульована у фазі розрідження, рекуперується для прискорення наступного циклу.

У результаті суцільний потік знову починає рух у робочому трубопроводі (3), але вже зі збільшеною, відносно початкової, швидкістю, що відповідає різниці тисків ΔP_0 на кінцях зворотно-поворотного клапана-переривника (2). Цей перепад визначається як:

$$\Delta P_0 = |P_{\text{вх}} - P_{\text{вих}}| \quad (11)$$

де: $P_{\text{вх}}$ - вхідний тиск, Па; $P_{\text{вих}}$ - вихідний тиск, Па.

Враховуючи короткочасність процесів у системі (2-5 мс), зниження тиску до -0,8 атм (відносно атмосферного) у фазі розрідження є допустимим, оскільки така тривалість недостатня для розвитку кавітації, і рідина перебуває в метастабільному стані без порушення суцільності. Якщо висота зовнішнього джерела суцільного потоку, що надходить у подавальний трубопровід (1), становить 0,9 м, то при закритому зворотно-поворотному клапані-переривнику (2) на його вході встановлюється надлишковий тиск $P_{\text{вх}} = 0,087$ атм.

Зворотно-поворотний клапан-переривник (2) відкривається у момент проходження на його виході фази розрідження, що виникає після фази гідроудару в подавальному трубопроводі (1) та робочому трубопроводі (3). Якщо цей тиск становить $P_{вих} = -0,8$ атм, то загальний перепад тисків дорівнює $\Delta P_0 = 0,887$ атм.

Перепаду тиску на кінцях клапана-переривника (2) у $0,887$ атм відповідає збільшення напору на його вході до величини $h = 8,87$ м, що призводить до прискорення суцільного потоку води після відкриття клапана до швидкості $U_H = 13,42$ м/с. Це відповідає коефіцієнту концентрації тиску $KE_{Птиск} \approx 10,1$ та коефіцієнту концентрації швидкості $KE_{Пшвидк} \approx 5$, що є результатом рекуперації енергії з фази розрідження.

Установка пружинного гасника амплітуди тиску ударної хвилі (17), розташованого у верхній частині подавального трубопроводу (1) між зовнішнім джерелом і клапаном-переривником (2), забезпечує демпфування висхідної хвильової складової гідроудару при закритті клапана-переривника (2) з формуванням стабільного залишкового підпірного тиску в подавальному трубопроводі (1).

Внаслідок цього формується керований підпірний тиск, який за своїм енергетичним ефектом є еквівалентним віртуальному збільшенню напору у фазі розрідження в робочому трубопроводі (3) та забезпечує ідентичне зростання швидкості суцільного потоку до проектного значення на виході з клапана-переривника (2).

Енергетичне обґрунтування роботи гасника тиску:

Для забезпечення цільової швидкості суцільного потоку на виході клапана-переривника (2), наприклад $U = 13,42$ м/с, необхідний залишковий перепад тиску визначається з енергетичного співвідношення для суцільного потоку:

$$U_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad (12)$$

де: ΔP - ефективний перепад тиску, Па; ρ - густина робочого середовища, кг/м³.

$$\text{При } \Delta P = 89\,975 \text{ Па (0,889 атм) та } \rho = 1000 \text{ кг/м}^3 \text{ отримаємо: } U_H = \sqrt{\frac{2 \cdot 89975}{1000}} \approx 13,42 \text{ м/с.} \quad (13)$$

Таким чином, залишковий підпірний тиск $0,889$ атм є достатнім для розгону суцільного потоку до заданої швидкості.

Робота пружинного гасника:

Пружинний гасник (17) поглинає частину енергії хвильового процесу, що виникає при гідроударі, обмежуючи амплітуду тиску до залишкового значення, необхідного для формування підпору. Енергія, що акумулюється пружиною при деформації, визначається класичним співвідношенням:

$$E_{spring} = \frac{1}{2} k x^2, \quad (14)$$

де: k - жорсткість пружини, Н/м; x - хід штока гасника, м.

Для ходу гасника $x = 0,042$ м та вибраної жорсткості $k = 100\,000$ Н/м отримаємо:

$$E_{spring} = 0,5 \cdot 100\,000 \cdot (0,042)^2 \approx 88 \text{ Дж.} \quad (15)$$

Таким чином, пружина поглинає обмежену частину енергії хвильового процесу, забезпечуючи стабілізацію тиску до залишкового рівня, наприклад $0,889$ атм, який далі використовується для гідродинамічного розгону потоку.

Розрахунок жорсткості пружини:

Жорсткість пружини визначається з умови забезпечення необхідного підпірного тиску при заданому ході штока:

$$k = \frac{\rho \cdot A_1 \cdot U^2 - 2 \cdot P_{resid} \cdot A_1}{2 \cdot X}, \quad (16)$$

де: A_1 - площа поперечного перерізу подавального трубопроводу (1);

P_{resid} - залишковий підпірний тиск після демпфування.

Для: $A_1 = 0,047$ м², $P_{resid} = 0,889$ атм, $U = 13,42$ м/с, $x = 0,042$ м отримуємо жорсткість порядку 100 кН/м, що відповідає типовим промисловим пружинним елементам.

Перевірка роботи в стартовому режимі.

Початкова швидкість суцільного потоку на вході ударного зворотного клапана (4) визначається за гідростатичним напором:

$$U_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot (1 - \xi)}, \quad (17)$$

де: $H = 0,9$ м - гідростатичний напір; $\xi = 0,60$ - сумарні втрати по маршруту.

$$U_0 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,9 \cdot (1 - 0,6)} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,9 \cdot 0,4} \approx 2,66 \text{ м/с} , (18)$$

Амплітуда тиску першого управляючого гідроудару на клапані (4) становитиме:

$$\Delta P = \rho C_{ув} U_0, (19)$$

де: $C_{ув} = 910 \text{ м/с}$.

$$\Delta P = 1000 \cdot 910 \cdot 2,66 \approx 2,42 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 23,9 \text{ атм}. (20)$$

При швидкості суцільного потоку $U_{\text{с}} = 13,42 \text{ м/с}$ амплітуда другого управляючого гідроудару становитиме: $\Delta P = 1000 \cdot 910 \cdot 13,42 \approx 12,2 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 120,5 \text{ атм}. (21)$

Таким чином, установка пружинного гасника амплітуди ударної хвилі (17) на подавальному трубопроводі (1): демпфує хвильову складову гідроудару; формує стабільний підпірний тиск, наприклад 0,889 атм; забезпечує розгін суцільного потоку до швидкості 13,42 м/с; дублює ефект віртуальної висоти напору, створюваної фазою розрідження; усуває залежність системи від вакуумних процесів, підвищуючи надійність і передбачуваність роботи.

Формула робочого циклу інтегратора в номінальному режимі для основного імпульсного модуля: Відкриття клапана (2) → Переміщення прискореного суцільного потоку по трубопроводу (3) → Керуючий гідроудар на ударному клапані (4) → Формування дискретних імпульсних потоків та імпульсного модуля з підвищеною ентальпією → Відкриття нагнітального клапана (7) → Вторинний синхронізуючий гідроудар на клапані-переривнику (2) → Формування та стабілізація підпірного тиску на пружинному імпульсному гаснику (17) → Переміщення основного імпульсного модуля як локалізована зона підвищеного тиску з підвищеною ентальпією у напірний трубопровід (9) → Закриття нагнітального клапана (7) → Тимчасова стабілізація тиску та ентальпійного стану імпульсного модуля гідроаккумулятором (10) → Сопловий апарат (12), у якому відбувається контрольоване перетворення потенційної роботи тиску в кінетичну енергію струменя згідно з рівнянням Бернуллі → Вихід високошвидкісного струменя з отвору (Е).

Формула робочого циклу інтегратора в номінальному режимі для малого імпульсного модуля: Відкриття клапана (2) → Переміщення прискореного суцільного потоку по трубопроводу (3) → Управляючий гідроудар на ударному клапані (4) → Формування дискретних імпульсних потоків та малого імпульсного модуля → Переміщення малого імпульсного модуля по зливному трубопроводу (5) → Поглинання тиску малого імпульсного модуля на пружинному імпульсному гаснику (15) → Додаткове гальмування та дроселювання потоку в дроселюючому соплі (16) → Гідрозатвор (6) → Вихід рідини з отвору (F) з повною дисипацією енергії малого імпульсного модуля.

Узгодження циклів: Наступний робочий цикл ініціюється одразу після закриття нагнітального клапана (7), незалежно від продовження витікання попереднього імпульсного модуля через сопловий апарат (12), що створює фазовий зсув між процесами формування та розрядження імпульсних модулів і забезпечує квазінеперервний режим струменя на виході.

Обґрунтування збереження тиску та ентальпійного стану після керуючого і синхронізуючого гідроударів. Після проходження фронту керуючого гідроудару на ударному клапані (4) та синхронізуючого гідроудару на клапані-переривнику (2) у робочому трубопроводі (3) формується рухливий дискретний об'єм рідини (імпульсний модуль), який характеризується встановленими значеннями тиску, швидкості та потокової ентальпії.

Динаміка потоку в межах цього об'єму описується одномірним рівнянням Ейлера для слабкостисливої (квазінестисливої) рідини в трубопроводі:

$$\frac{\partial U(x,t)}{\partial t} + U(x,t) \cdot \frac{\partial U(x,t)}{\partial x} = - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P(x,t)}{\partial x} , (22)$$

де:

$U(x,t)$ - осьова швидкість рідини як функція координати та часу,

$P(x,t)$ - тиск у потоці,

ρ - густина робочої рідини,

x - просторова координата вздовж трубопроводу,

t - час.

Умова після проходження фронту ударної хвилі: локалізована зона підвищеного тиску та швидкості. Після завершення хвильового процесу гідроудару в межах, визначених конструкцією трубопроводу, формується локалізована зона підвищеного тиску та швидкості - імпульсний модуль. У цій зоні встановлюється режим квазіусталеного руху, для якого:

$$U(x,t) = U_1 = \text{const}, P(x,t) = P_1 = \text{const}.$$

$$\text{Звідси випливає: } \frac{\partial U}{\partial t} = 0, \frac{\partial U}{\partial x} = 0, \frac{\partial P}{\partial x} = 0 , (23)$$

Підстановка цих умов у рівняння (22) дає тотожність:

$$0 + u_1 \cdot 0 = -\frac{1}{\rho} \cdot 0 \rightarrow 0 = 0 \quad (24)$$

Таким чином, рівняння руху підтверджує, що після завершення гідроударного процесу тиск і швидкість, встановлені в імпульсному модулі, зберігаються в межах інерційного переміщення з урахуванням незначних втрат на тертя та дисипацію вздовж трубопроводу до соплового апарата (12).

Потокова ентальпія імпульсного модуля.

Стан імпульсного модуля після гідроудару доцільно описувати також через питому потокову

ентальпію, яка для рідини має вигляд:

$$h = u + \frac{P}{\rho} \quad (25)$$

За умов практично сталої температури внутрішня енергія u змінюється незначно, тому підвищення ентальпії імпульсного модуля визначається переважно зростанням тиску. Таким чином, імпульсний модуль являє собою локалізовану зону підвищеної потокової ентальпії, сформовану внаслідок гідроудару.

Вплив локальних опорів.

При проходженні імпульсного модуля через кутові повороти, звуження та інші локальні опори частина його енергії втрачається у вигляді локальних втрат тиску, пов'язаних з турбулентністю та вторинними вихровими структурами. У результаті на виході з таких ділянок встановлюються нові квазісталі значення тиску, швидкості та потокової ентальпії, які зберігаються на наступній ділянці трубопроводу за умови незмінної геометрії та відсутності додаткових хвильових збурень.

При цьому імпульсний модуль зберігає функціональну цілісність як зона підвищеного тиску, що забезпечує його подальше кероване використання як носія енергії.

Режим роботи інтегратора.

За умови безперервної подачі суцільного потоку від зовнішнього джерела інтегратор переходить у стійкий дискретно-циклічний режим, у якому енергія суцільного потоку та енергія гідроударів періодично перетворюються в енергію імпульсних модулів з підвищеною потоковою ентальпією.

Кожний новий імпульсний модуль формується незалежно та отримує свою порцію енергії від зовнішнього потоку і хвильового процесу, що виключає накопичення енергії та забезпечує відповідність закону збереження енергії.

Перетворення ентальпії в сопловому апараті (12).

На виході соплового апарата (12) відбувається контрольоване перетворення потенційної роботи тиску, що входить до складу потокової ентальпії, в кінетичну енергію спрямованого струменя. Це перетворення відбувається без додаткового залучення зовнішнього підвищення тиску або додаткового гравітаційного напору та визначається виключно внутрішнім енергетичним станом імпульсного модуля.

$$H = \frac{P - P_{atm}}{\rho \cdot g} \quad (26)$$

Стабілізований тиск у модулі може бути представлений у вигляді напору:

де: $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ - густина води, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння.

Тоді швидкість витікання струменя з сопла визначається за рівнянням Торрічеллі:

$$U_{сопло} = \sqrt{2gH} \quad (27)$$

Принцип роботи.

Гравітаційно-імпульсний інтегратор потоку GIF² працює за рахунок енергії гравітаційного напору зовнішнього джерела (R1), яке формує суцільний потік рідини та подає його в систему через подавальний трубопровід (1).

Зовнішнє джерело (R1) являє собою гравітаційну систему подачі рідини з фіксованим початковим перепадом висот, не менше 0,65 м для промислового застосування. Даний перепад забезпечує формування стабільного суцільного потоку з визначеними значеннями тиску, швидкості та витрати, достатніми для ініціювання циклічних гідроударних процесів в інтеграторі. Зовнішнє джерело не накопичує енергію і не бере участі в імпульсному процесі, а служить виключно первинним енергетичним виходом системи пристрою GIF².

Підготовка системи та усунення повітря. Перед запуском стартового режиму інтегратор повністю заповнюється рідиною для максимального видалення повітря з усіх трубопроводів і внутрішніх порожнин. Для цього диски клапанів (2), (4) і (7) переводяться у відкрите положення та фіксуються, а кран (К) закривається. Резервуар зовнішнього джерела (R1) заповнюється до максимальної відмітки рівня, після чого відкривається кран (К). Заповнення системи відбувається самотливим до моменту появи безперервного витікання рідини без газових включень з вихідних отворів (Е) і (F), що гарантує відсутність

повітряних пробок і виключає кавітаційні явища при старті.

Початкове положення клапанів і їх кінематичні обмеження. Після завершення заповнення оператор переводить клапани у вихідне робоче положення.

Клапани мають обмежені та зафіксовані кути повороту дисків, які визначають динаміку їх спрацювання: клапан-переривник (2): кут повороту 0° - 52° , нагнітальний клапан (7): кут повороту 0° - 52° , ударний зворотний клапан (4): кут повороту 0° - 52° .

Фіксатори на зовнішніх важелях противаг забезпечують відтворюваність часу закриття та відкриття клапанів і стабільність фазової синхронізації циклу.

У стартовому режимі оператор відкриває клапан-переривник (2), закриває нагнітальний клапан (7), після чого відкривається ударний клапан (4).

Стартовий цикл: формування першого управляючого гідроудару і малого імпульсного модуля. Суцільний потік безперешкодно проходить через відкритий клапан-переривник (2) і надходить у робочий трубопровід (3). При досягненні ударного клапана (4) відбувається його різке закриття, що ініціює перший управляючий гідроудар. Невеликий об'єм рідини, який не встигає зупинитися перед закриваючим диском клапана (4), відсікається від суцільного потоку та спрямовується у зливний трубопровід (5), формуючи малий імпульсний модуль. Цей модуль отримує короточасний імпульс високого тиску $P \approx 23,9$ атм. (див. приклад здійснення, стартовий цикл) та швидкості, але його енергія повністю розсіюється в контрольному контурі.

Рухаючись по трубопроводу (5), малий імпульсний модуль послідовно проходить пружинний імпульсний гасник (15), дроселювальне сопло Лавалю (16) та гідрозатвор (6) з постійним рівнем рідини. Така конфігурація забезпечує: контрольовану дисипацію його енергії; гасіння тиску до атмосферного рівня; повне усунення можливості підсосу повітря у зливний трубопровід (5); підготовку системи до наступного гідроударного циклу.

Стартовий цикл: формування першого основного імпульсного модуля. У той же час ударна хвиля, що виникла при закритті ударного клапана (4), поширюється у зворотному напрямку та викликає відкриття нагнітального клапана (7) і різке закриття клапана-переривник (2). Це призводить до формування синхронізуючого гідроудару в подавальному трубопроводі (1) та тимчасового припинення суцільного потоку від зовнішнього джерела. У результаті короточасної замкнутості об'єму між клапанами (2) і (4) у робочому трубопроводі (3) формується перший основний імпульсний модуль - локалізована зона рідини об'ємом 141,3 л з підвищеним тиском (див. приклад здійснення, стартовий цикл) $P \approx 23,9$ атм. з потоковою ентальпією $H_{\max} \approx 278,2$ кДж. Цей стан досягається завдяки перетворенню кінетичної енергії суцільного потоку в роботу стиснення при гідроударі, причому енергія пружної деформації є нехтовно малою ($<1\%$ від $H_{\max}$).

Основний імпульсний модуль, перебуваючи у стані підвищеної ентальпії, проходить через відкритий нагнітальний клапан (7) у напірний трубопровід (9). Після проходження модуля нагнітальний клапан (7) закривається, і в робочому трубопроводі (3) утворюється перша фаза розрідження $P_{\text{розрідж}} = -0,8$ атм (відносно атмосферного). Це явище описується хвильовою теорією як відбиття хвилі розрідження від закритого кінця. Завдяки короточасності (2-5 мс) рідина перебуває в метастабільному стані без розвитку кавітації за умови, що абсолютний тиск не знижується нижче тиску насиченої пари води.

Перехід до номінального (автоколивального) циклу. Після завершення стартового циклу система не повертається у вихідний стан, а переходить до автоколивального режиму завдяки рекуперації енергії, пов'язаної з перепадом тиску, сформованим у фазі розрідження. Перепад тиску $\Delta P_0 = 0,887$ атм між входом ($P_{\text{вх}} = 0,087$ атм (надлишковий тиск)) та виходом ($P_{\text{вих}} = -0,8$ атм) клапана-переривника (2) забезпечує прискорення суцільного потоку до значно вищої швидкості ($U_n = 13,42$ м/с) порівняно зі стартовою ($U_0 \approx 2,66$ м/с). Це відповідає коефіцієнтам концентрації тиску $KEP_{\text{тиску}} \approx 10,1$ та швидкості $KEP_{\text{швидкості}} \approx 5$.

Номінальний режим: формування основного модуля з високою ентальпією. У наступних циклах прискорений суцільний потік знову ініціює керуючий гідроудар на клапані (4), але тепер через вищу швидкість потоку тиск у синхронізуючому гідроударі досягає $P \approx 120,5$ атм. (див. приклад здійснення, номінальний цикл). У результаті, в робочому трубопроводі (3) формується основний імпульсний модуль з високою ентальпією:

$$H_{\max} = (P - P_{\text{атм}}) V_{\text{модуль}} \approx 1371,5 \text{ кДж}, (28)$$

де: $V_{\text{модуль}} = 0,1413 \text{ м}^3$ - об'єм робочого трубопроводу (3). Цей модуль несе потенційну роботу, яка буде перетворена в кінетичну енергію струменя.

Основний модуль проходить через нагнітальний клапан (7) у напірний трубопровід (9). При необхідності стабілізації тиску (наприклад, для зниження пікових значень) модуль може спрямовуватися через транзитний мембранний гідроакумулятор-стабілізатор (10), який забезпечує стабілізацію тиску на заданому рівні (наприклад, до 78,48 атм) та пов'язаного з цим зменшенням потокової ентальпії.

Фазове перекриття та квазінеперервний струмінь. Запуск наступного модуля відбувається до завершення виходу попереднього з соплового елемента (12). Це забезпечує фазове перекриття до 17,2 %, завдяки чому на виході формується квазінеперервний струмінь. Параметри струменя регулюються динамічною голкою сопла, яка змінює вихідний зазор залежно від тиску модуля, адаптуючи геометрію до ентальпії кожного окремого модуля.

Перетворення ентальпії в теплоту. Після стабілізації тиску в гідроаккумуляторі (10) основний імпульсний модуль має ентальпію H_{del} , яка визначається як:

$$H_{del} = (P_{del} - P_{atm}) V_{module} \approx 1125,5 \text{ кДж}, \quad (29)$$

де $P_{del} \approx 78,48$ атм - тиск модуля після стабілізатора, $V_{module} = 0,1413 \text{ м}^3$ - об'єм модуля. Ця ентальпія являє собою потенційну роботу, яку модуль може виконати при розширенні до атмосферного тиску.

При надходженні модуля до соплового елемента (12) відбувається його адіабатичне розширення, в результаті якого ентальпія перетворюється в кінетичну енергію спрямованого струменя. Відповідно до закону збереження енергії для відкритої системи:

$$H_{del} = \frac{1}{2} m v_{jet}^2 + E_{втрати}, \quad (30)$$

де $m = \rho V_{module}$ - маса модуля, v_{jet} - швидкість струменя на виході з сопла, $E_{втрати}$ - втрати енергії (на тертя, розсіювання тощо). Для номінального режиму:

$$\frac{1}{2} m v_{jet}^2 \approx 1125,5 \text{ кДж} - \text{втрати}, \quad (31)$$

що при $m \approx 141,3$ кг дає швидкість струменя $v_{jet} \approx 125 \text{ м/с}$. Таким чином, тиск модуля після стабілізатора безпосередньо визначає його ентальпію, яка потім перетворюється на кінетичну енергію струменя. Це перетворення є аналогом розширення стиснутого газу в реактивному соплі, де ентальпія виступає мірою потенційної роботи.

В інтеграторі немає інших джерел енергії, окрім енергії вхідного потоку та внутрішніх перетворень тиску, маси й імпульсу, що відбуваються у суворій відповідності до фундаментальних законів фізики.

Пристрій має досить просту, надійну та компактну конструкцію, зручну в експлуатації.

Нижче наведено опис прикладу здійснення цієї системи з посиланнями на прикладені креслення та таблиці.

На доданих кресленнях пояснюється конструкція пристрою Гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку, GIF²:

Фіг. 1 - блок-схема гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку, підключеного до зовнішнього джерела суцільного потоку, виконаного, у вигляді резервуара з несучим другим днищем, встановленого вище рівня вхідного подавального трубопроводу. Стрілками позначено напрямки руху потоку.

Фіг. 2 - схема положення дисків клапанів у момент підготовки до запуску системи пристрою (заповнення системи робочою рідиною).

Фіг. 3 - схематичне зображення положення дисків клапанів у момент запуску системи.

Фіг. 4 - 3D-модель загального вигляду пристрою, вигляд збоку, приведений для наочності, з умовним виділенням елементів конструкції (клапани, кран, повітровідвідник та гідроаккумулятор-стабілізатор показані синім, труби та прилади - сірим кольором).

Фіг. 5 - 3D-модель загального вигляду пристрою, вигляд з торцевої сторони під кутом, приведений для наочності, з умовним виділенням елементів конструкції (клапани, кран та гідроаккумулятор-стабілізатор показані синім, труби та прилади - сірим кольором).

На фігурах позиціями показано:

A - точка відліку гравітаційної висоти безперервного потоку зовнішнього джерела, розташована на несучому другому днищі резервуара (R1).

B - поворотна вісь диска зворотного поворотного клапана-переривника (2).

C - поворотна вісь диска ударного зворотного поворотного клапана (4).

D0 - точка з'єднання кутового з'єднувального коліна (8) з трубопроводом (3).

D1 - поворотна вісь диска зворотного поворотного нагнітального клапана (7).

D2 - точка стабілізації основного імпульсного модуля гідроаккумулятором (10).

E - вихід струменя з соплового елемента (12).

F - вихід малого імпульсного модуля з системи.

G - несуче горизонтальне друге днище зовнішнього джерела суцільного потоку (R1).

J - верхній заливний люк зовнішнього джерела (R1).

K - запірний кран.

M - вхідний безперервний потік води в резервуар зовнішнього джерела (R1).

R1 - резервуар зовнішнього джерела з несучим другим днищем (G).

- S - повітровідвідник зовнішнього джерела (R1).
- 1 - нахилений подавальний трубопровід.
 - 2 - зворотний поворотний клапан-переривник з важелем протитяги.
 - 3 - горизонтальний робочий трубопровід.
 - 4 - ударний зворотний поворотний клапан з важелем протитяги.
 - 5 - зливний (відвідний) трубопровід.
 - 6 - гідрозатвор.
 - 7 - нагнітальний зворотний поворотний клапан з важелем протитяги.
 - 8 - з'єднувальне кутове коліно (наприклад, під кутом 15°).
 - 9 - горизонтальний напірний трубопровід.
 - 10 - транзитний мембранний гідроаккумулятор-стабілізатор з розділними газовою та рідинною камерами, рівними за обсягом, без накопичення, з двома портами.
 - 11 - перехідний трубопровід.
 - 12 - сопловий елемент.
 - 13 - з'єднувальне кутове коліно(наприклад, під кутом 75°).
 - 14 - з'єднувальне кутове коліно відвідного (зливного) трубопроводу (5).
 - 15 - пружинний гідравлічний імпульсний гасник амплітуди тиску малого імпульсного модуля у зливному трубопроводі (5).
 - 16 - дроселююче сопло Лавалля.
 - 17 - пружинний гідравлічний імпульсний гасник амплітуди тиску ударної хвилі в подавальному трубопроводі (1).
 - 18 - з'єднувальне кутове коліно (наприклад, під кутом 51°).
 - 19 - з'єднувальне кутове коліно (наприклад, під кутом 39°).

Приклад здійснення.

Наведені в цьому розділі розміри, геометричні параметри, тиски, швидкості та інші характеристики елементів інтегратора подані як приклад одного з переважних варіантів здійснення корисної моделі.

Комплексне гідродинамічне моделювання гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку на основі фундаментальних законів механіки рідини та теорії гідравлічного удару, з енергетичним аналізом ефективності конструкції та її теоретичним обґрунтуванням, а також розрахунки міцності та довговічності всіх елементів системи з урахуванням проєктних циклічних навантажень, втрат, геометричних параметрів і властивостей матеріалу вказують на можливість широкого промислового застосування гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку та його здатності до масштабування.

В одному з можливих режимів експлуатації гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку, режимі вільного витікання, інтегратор працює без підключення до кінцевого енергетичного чи технологічного обладнання. У цьому випадку сформований високошвидкісний імпульсний струмінь після виходу з соплового пристрою вільно витікає та дисипує в навколишньому середовищі або у спеціальній зливній камері. Кінетична енергія струменя (приблизно 1,1 МДж за цикл тривалістю 0,66 с) повністю дисипує в турбулентній течії, перетворюючись на внутрішню енергію рідини. Такий режим може застосовуватись для випробувань, налагодження, продувки, або під час експлуатації установки як динамічного імпульсного нагнітача, наприклад, для очищення, промивки чи гідровипробувань трубопроводів. Також можлива тимчасова робота в цьому режимі за відсутності підключеного утилізатора енергії (у тому числі гідротурбіни чи іншого перетворювача енергії потоку).

Гідродинамічне моделювання виконано з урахуванням вихідних параметрів зовнішнього джерела суцільного потоку, що надходить по трубопроводу (1) на вхід зворотного поворотного клапана (2), зазначених у таблиці 1, а також подальшого руху в систему гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку - на прикладі підсумкових результатів, отриманих у процесі моделювання, наведених у таблицях 2-16.

Таблиця 1

Коротка характеристика зовнішнього джерела суцільного потоку R_1 при моделюванні системи

№	Параметр	Значення	Основна розрахункова формула
1	Висота (гравітація + кінетика) від точки А до горизонтальної осі трубопроводу 3 інтегратора GIF ²	0,9 м.	Проектна висота

2	Початкова швидкість суцільного потоку з точки А	0 м/с	Проектна швидкість
3	Швидкість суцільного потоку на ударному клапані 4	2,66 м/с	$U = \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot (1 - \xi)}$ де: $\xi=0,6$
4	Внутрішній діаметр подавального трубопроводу 1	245 мм	Проектний діаметр
5	Зовнішній діаметр трубопроводу 1	315 мм	Проектний діаметр
6	Довжина ділянки від точки А до входу клапана-переривника 2	1,695 м	Проектна довжина
7	Робоча рідина		Чиста вода
8	Матеріал подавального трубопроводу 1		AISI 4340
9	Довжина ділянки за маршрутом А→1→2→3→4	4,695 м	Проектна довжина
10	Об'єм води в трубопроводі за маршрутом А→1→2→3→4	0,2221 м³	$V=\pi \cdot r^2 \cdot L$

Функції та робота клапанів гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку:

Клапан-переривник (2) - положення на старті: "відкритий"; пропускає суцільний потік від зовнішнього джерела (R1) через подавальний трубопровід (1); закривається під дією ударної хвилі, що виникає при гідроударі на ударному клапані (4), ініціюючи вторинний синхронізуючий гідроудар; бере участь у формуванні основного дискретного імпульсного модуля (об'ємом 141,3 л), перериваючи суцільний потік у робочому трубопроводі (3); відкривається під дією суцільного потоку в момент виникнення перепаду тиску на вході та виході (наприклад, $\Delta P=0,887$ атм у фазі розрідження).

Конструкція: диск розташований зі сторони виходу, поворотна вісь диска розташована внизу корпусу.

Ударний клапан (4) - положення на старті: "відкритий"; формує керуючий гідроудар, амплітуда якого залежить від швидкості потоку (у стартовому режимі $P \approx 23,9$ атм, у номінальному $P \approx 120,5$ атм); різко закриваючись, перериває потік у робочому трубопроводі (3) та формує малий дискретний модуль, об'єм якого визначається динамікою закриття: у стартовому режимі $\approx 2,85$ л, у номінальному $\approx 5,23$ л; разом із клапаном-переривником (2) бере участь у формуванні основного дискретного модуля об'ємом 141,3 л, який після синхронізуючого гідроудару набуває високої ентальпії (потенційної роботи) $H=(P-P_{\text{atm}})V$; відкривається під дією власної маси в момент виникнення фази розрідження у робочому трубопроводі (3).

Конструкція: диск розташований зі сторони входу, поворотна вісь диска розташована внизу корпусу.

Нагнітальний клапан (7) - положення на старті: "закритий"; бере участь у синхронізації роботи клапанів (2) та (4), впливаючи на тривалість їх відкритого стану; Частина корпусу клапана (7) разом із прилеглою ділянкою напірного трубопроводу (9) та входним портом гідроаккумулятора-стабілізатора (10) утворює ділянку тракту, що вміщує весь об'єм основного дискретного імпульсного модуля (141,3 л) - від диска клапана (7) до середини газової камери гідроаккумулятора-стабілізатора (10); закривається під дією перепаду тиску в напірному трубопроводі (9) в момент настання фази розрідження у робочому трубопроводі (3); відкривається під дією ударної хвилі при керуючому гідроударі на клапані (4), пропускаючи основний модуль у напірний трубопровід (9).

Конструкція: диск розташований зі сторони виходу, поворотна вісь диска розташована внизу корпусу.

Таблиця 2

Підсумковий результат вибору параметрів зворотних поворотних клапанів 2, 4, 7: DN250 PN250 з циклічними гідроударами амплітудою до 150 атм з частотою у межах 1,5-2 Гц.

№	Елемент	Матеріал	Розміри	Особливості	Ресурс
1	Корпус клапана з підсиленням DN250 PN250	AISI 4340	Стіна: 60 мм; Довжина: 660+330 мм	Внутрішня поверхня: нікелювання або хромування. Компактна конструкція, відсутність кишень. Мінімальна глибина.	≥ 15 років

2	Диск конусний	AISI 9310	Вага: 4 кг; Діаметр: $\varnothing 323,8$ мм; Товщина: 10 мм по краю, 20 мм до центру	-	≥ 5 років
3	Поворотна вісь	AISI 9310	Діаметр: $\varnothing 36$ мм	-	≥ 15 років
4	Підшипник	CeramicSpeed	36×45×50	-	≥ 15 років
5	Сідло	карбід кремнію (SiC) з покриттям DLC	Діаметр проходу: 238 мм.	-	≥ 25 років
6	Фланець приварний, плоский	Inconel 718)	Товщина: 40 мм; 12 болтів M24; Діаметр болтового кола: 390 мм	Зусилля затягування: 70715 Н; Момент затягування: 382,8 Н·м	≥ 50 років
7	Прокладка	FKM (Viton)	4 мм		≥ 8 років
8	Болти: M27 X 120 X 12	Inconel 718)	$\varnothing 27$ мм; $\varnothing 24,439$ мм Довжина: 120 мм	Діаметр і мінорний діаметр різьби	≥ 35 років
9	Гайки	Inconel 718)	DIN 934, висота 22 мм		≥ 35 років
10	Шайби	Inconel 718)	DIN 125, товщина: 3 мм		

У системі інтегратора на перехідному трубопроводі (11) або на вихідній лінії гідроаккумулятора-стабілізатора (10) може бути встановлений повнопрохідний запобіжний клапан миттєвої дії золотникового типу (наприклад, Rexroth DBW25B або Parker PVR250). Він забезпечує миттєвий аварійний скид тиску при перевищенні заданої уставки. Налаштувавши клапан на уставку 19,07 атм (що відповідає тиску в стартовому циклі), гарантується його спрацювання при будь-якому тиску, що дорівнює або перевищує це значення, включно з робочим тиском номінального циклу 78,48 атм. Такий клапан зберігає повну пропускну здатність магістралі (DN250) при спрацюванні, що дозволяє безперешкодно пропускати основний дискретний модуль об'ємом 141,3 л. Після нормалізації тиску клапан герметично закривається, запобігаючи зворотному потоку рідини та підсосу повітря в гідросистему, незалежно від режиму роботи.

Функції та робота гідроаккумулятора-стабілізатора 10. Гідроаккумулятор-стабілізатор (10) виконаний мембранним, з роздільним транзитним входом і виходом, без накопичення рідини (транзитний режим). Він має розділені камери: газова (азот) об'ємом 5 л та водяна камера об'ємом 5 л. Розташований на кінці ділянки напірного трубопроводу (9). Служить для стабілізації тиску основного дискретного імпульсного модуля об'ємом 141,3 л, який проходить через нього транзитом, без затримки. Час стабілізації в номінальному режимі становить $T_{\text{стаб}}=0,00611$ с. Зарядний тиск газової камери - 83 атм, вхідний тиск модуля - 88,7 атм. Після проходження гідроаккумулятора тиск модуля стабілізується до робочого значення 78,48 атм, що відповідає ентальпії $H_{\text{del}}=(P_{\text{del}}-P_{\text{атм}})V \approx 1125,5$ кДж у номінальному циклі.

Таблиця 3

Технічні параметри трубопроводів 1, 3, 5, 9

№	Елемент	Зовнішній діаметр (м)	Внутрішній діаметр (м)	Довжина (м)	Матеріал	Маса (кг)	Об'єм, місткість (м³)
1	Трубопровід 3	0,315	0,245	1,68	AISI 4340	403,4	0,07920
2	Трубопровід 9	0,315	0,245	4,34	AISI 4340	1042,2	0,20460
3	Трубопровід 5	0,315	0,245	4,861	AISI 4340	1167,3	0,22916
4	Трубопровід 1	0,315	0,245	1,695	AISI 4340	407	0,07991
Внутрішня поверхня стінок труб 1, 3, 5, 9 - гладка, шліфувана.							

Таблиця 4

Технічні параметри кутових колін 8, 13, 14, 18, 19

№	Елемент	Зовнішній діаметр (м)	Внутрішній діаметр (м)	Довжина дуги (м)	Сталь	Кут вигину (град.)	Загальна довжина за рухом потоку (м)
1	Кутове коліно 8	0,315	0,245	0,165	AISI 4340	15	0,81
2	Кутове коліно 13	0,315	0,245	0,824	AISI 4340	75	-
3	Кутове коліно 14	0,315	0,245	0,589	AISI 4340	90	0,81
4	Кутове коліно 19 Трубопроводу 1	0,315	0,245	-	AISI 4340	39	-
5	Кутове коліно 18 Трубопроводу 1	0,315	0,245	-	AISI 4340	51	-
Внутрішня поверхня колін 8, 13, 14, 18,19 - гладка, шліфувана.							

Таблиця 5

Вибір матеріалів для основних елементів гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку за розрахунками міцності

№	Елемент установки	Матеріал	Міцність (МПа)	Довговічність (годин роботи)
1	Корпус гідроаккумулятора	Сталь AISI 4340 + нікелювання	850	200 000
2	Мембрана гідроаккумулятора	Армований PTFE з вуглецевими волокнами	30	100 000
3	Трубопровід високого тиску	AISI 4340, гаряче цинкування	850	250 000
4	Сосуд клапана 2, 4, 7	AISI 9310	1080	150 000
5	Сідло диска	Карбід кремнію (SiC) з додатковим покриттям DLC	1000	250 000
6	Вісь диска	AISI 9310	1080	150 000
7	Диск конусний	AISI 9310	1080	100 000
8	Підшипник	CeramicSpeed (кераміка)	800	150 000
9	Сопловий апарат	Inconel 718	1300	150 000
10	Пружинний гідравлічний імпульсний поглинач тиску	AISI 4340 + нікелювання	850	180 000
11	Пружина поглинач	51CrV4 (EN 10083-3)	1900	600 000
12	Дроселюєче сопло	WC-Co (ISO 4379) з алмазним напиленням	2500	300 000
13	Гідрозатвор	AISI 316 (EN 1.4401), поліровка внутрішньої поверхні	500	200 000

Функції та робота соплового елемента (12) гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку.

Сопловий елемент (12) призначений для перетворення ентальпії (потенційної роботи) імпульсних модулів у кінетичну енергію шляхом формування спрямованого струменя з розрахунковими параметрами витрати, швидкості та тиску. Струмінь може бути спрямований на виконавчі пристрої, такі як ковшові гідротурбіни, реактивні форсунки або інші системи перетворення гідроенергії.

Розрахунок параметрів струменя.

Розрахунковий тиск перед сопловим елементом (12) діаметром отвору 46,5 мм (після стабілізації в гідроаккумуляторі-стабілізаторі (10)) становить:

$$P=78,48 \text{ атм}=78,48 \times 101325=7952646 \text{ Па. (32)}$$

Перетворимо тиск у напір H за формулою:

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g} = \frac{7952646}{1000 \cdot 9,81} \approx 810,7 \text{ м. (33)}$$

Розрахункова швидкість струменя $U_{\text{сопло}}$ на виході з сопла (12) залежить від напору H :

$$U_{\text{сопло}} = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 810,7} = \sqrt{15905,9} \approx 126,1 \text{ м/с. (34)}$$

Отримане значення добре узгоджується з швидкістю 125 м/с, наведеною в результатах моделювання. Формування основного імпульсного модуля.

Відповідно до вибраної довжини трубопроводу (3) та розмірів корпусів клапанів (2) і (4), використовуючи формулу об'єму циліндра, розрахуємо об'єм води в трубопроводі (3), що міститься в замкненому об'ємі між закритими дисками клапанів (2) і (4):

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot L, \text{ (35)}$$

де: $\pi \approx 3,1416$;

r - внутрішній радіус труби = $245/2 = 122,5 \text{ мм} = 0,1225 \text{ м}$;

L - довжина ділянки трубопроводу (B→C) = 3 м.

Підставимо значення:

$$V = 3,1416 \cdot (0,1225)^2 \cdot 3 = 3,1416 \cdot 0,01500625 \cdot 3 \approx 0,1413 \text{ м}^3 = 141,3 \text{ л. (36)}$$

Враховуючи, що відбита ударна хвиля від диска клапана (2) після гідроудару на клапані (4) з амплітудою 120,5 атм формує параметри основного дискретного модуля об'ємом 141,3 л у трубопроводі (3), визначимо тиск відбитої хвилі та початкову швидкість модуля.

Тиск відбитої хвилі можна подати як частку від амплітуди гідроудару:

$$P_{\text{відб}} = \alpha \cdot P_{\text{гідроудар}}, \text{ (37)}$$

де: α - коефіцієнт відбиття, що враховує втрати енергії хвилі (відбиття, тертя, деформацію). Для даної системи $\alpha \approx 0,8$, що відповідає втратам на відбиття 18,6 % згідно з енергетичним балансом.

Для номінального режиму: $P_{\text{гідроудар}} = 120,5 \text{ атм} = 1,221 \times 10^7 \text{ Па. (38)}$

$$P_{\text{відб}} = 0,8 \cdot 120,5 \approx 96,4 \text{ атм} = 9,768 \times 10^6 \text{ Па. (39)}$$

Зміна швидкості модуля ΔU під дією відбитої хвилі визначається з рівняння імпульсу:

$$\Delta U = \frac{P_{\text{відб}}}{\rho \cdot c} = \frac{976800}{1000 \cdot 910} = 10,73 \text{ м/с}, \text{ (40)}$$

де: $c = 910 \text{ м/с}$ - ефективна швидкість поширення ударної хвилі в системі (з урахуванням FSI та газовмісту).

Початкова швидкість суцільного потоку в робочому трубопроводі (3) після фази розрідження становить $U = 13,42 \text{ м/с}$. Підсумкова швидкість основного модуля перед надходженням у напірний трубопровід (9): $U_{\text{підсум}} = U + \Delta U = 13,42 + 10,73 = 24,15 \text{ м/с. (41)}$

Стабілізація параметрів модуля.

З урахуванням розрахункових сумарних втрат тиску $\Delta P = 784\,234,9 \text{ Па}$ та втрат швидкості при проходженні через кутові коліна (8), (13) і прохідний переріз клапана (7), на вході в напірний трубопровід (9) основний модуль має швидкість $U = 22,77 \text{ м/с}$ при тиску 88,7 атм.

У гідроакумуляторі-стабілізаторі (10) тиск модуля стабілізується до робочого значення $P = 78,48 \text{ атм}$ зі збереженням швидкості $U = 22,77 \text{ м/с}$. Після стабілізації модуль надходить на вхід соплового елемента (12).

Тривалість робочого циклу.

Знаючи довжини ділянок, швидкість поширення ударної хвилі, швидкість потоку та час спрацювання клапанів, тривалість одного циклу в номінальному режимі становить: $T_{\text{цикл}} \approx 0,66 \text{ с}$ (див. Таблицю 15).

Фазове перекриття циклів.

За час переміщення основного імпульсного модуля по напірному трубопроводу (9) диск клапана (7) закривається. Одночасно, у фазі розрідження, відкриваються диски клапанів (2) та (4), що знаменує початок наступного робочого циклу. Завдяки такій синхронізації досягається фазове перекриття циклів 17,2 %, тобто наступний модуль починає формуватися до завершення виходу попереднього з соплового елемента (12). Це забезпечує квазінеперервність вихідного струменя.

Витрата води через сопло.

Витрата води на виході з соплового елемента (12) визначається за формулою:

$$Q = \frac{L \cdot \pi \cdot (D)^2}{4 \cdot T_{\text{cycle}}} \text{ (42)}$$

де:

$L = 3$ м - довжина робочого трубопроводу (3) між точками В→С;

$D = 0,245$ м - внутрішній діаметр робочого трубопроводу (3).

Підставимо значення:

$$Q_{\text{сопло}} = \frac{3 \cdot 3,1416 \cdot (0,245)^2}{4 \cdot 0,66} \approx 0,214 \text{ м}^3/\text{с} \quad (43)$$

Частота керуючих гідроударів:

У номінальному режимі частота управляючих гідроударів може становити 1,83 Гц. Тобто управляючий гідроудар відбувається приблизно за 0,1137953с до завершення попереднього циклу при його тривалості $T = 0,66$ с.

Динаміка закриття клапана (4) та об'єм малого модуля.

Повний тиск на диск клапана (4) визначається як сума статичної та динамічної складових:

$$P_{\text{статичне}} = \rho \cdot g \cdot H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 8829 \text{ Па} \approx 0,087 \text{ атм.} \quad (44)$$

$$P_{\text{динамічне}} = \frac{\rho \cdot U^2}{2} = \frac{1000 \cdot (13,42)^2}{2} = 90048,2 \cdot \text{Па} \approx 0,887 \text{ атм} \quad (45)$$

$$P_{\text{повне}} = P_{\text{статичне}} + P_{\text{динамічне}} \quad (46)$$

$$P_{\text{повне}} = 8829 + 90048,2 = 98877,2 \text{ Па} \approx 0,9754 \text{ атм.} \quad (47)$$

Час закриття диска клапана (4) розраховується за формулою:

$$t_{\text{закр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot I}{M \cdot Q}}, \quad (48)$$

де:

$$I = 1/2 \cdot m \cdot r^2 - \text{момент інерції диска}; \quad (49)$$

$$M = F \cdot r - \text{момент сили}; \quad (50)$$

$$F = P_{\text{повне}} \cdot A_{\text{диск}} - \text{сила, що діє на диск}; \quad (51)$$

$$\theta = 0,907 \text{ рад} - \text{встановлений кут повороту диска.}$$

Проміжні розрахунки:

- маса диска: $m = 4$ кг;

$$- \text{радіус диска: } r = D_{\text{диск}}/2 = 0,3238/2 = 0,1619 \text{ м}; \quad (52)$$

- площа диска:

$$A_{\text{диск}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{диск}})^2}{4} = \frac{3,14159 \cdot (0,3238)^2}{4} \approx 0,0824 \text{ м}^2. \quad (53)$$

$$- \text{момент інерції диска: } I = 1/2 \cdot m \cdot r^2 = 1/2 \cdot 4 \cdot (0,1619)^2 \approx 0,0524 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (54)$$

$$- \text{Сила впливу на диск: } F = P_{\text{повне}} \cdot A_{\text{диск}} = 98877,2 \cdot 0,0824 \approx 8147,48 \text{ Н.} \quad (55)$$

$$- \text{Момент сили: } M = F \cdot r = 8147,48 \cdot 0,1619 \approx 1319,07 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (56)$$

Підставляємо в (48):

$$t_{\text{закр}4} = \sqrt{\frac{2 \cdot I}{M \cdot Q}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,0524}{1319,07 \cdot 0,907}} = \sqrt{\frac{0,1048}{1196,3}} = \sqrt{0,0007} = 0,0094 \text{ с} \quad (57)$$

Таким чином, диск клапана (4) повністю закривається за $\sim 9,4$ мс, що пояснює чітке формування малого імпульсного модуля та високу частоту керуючих гідроударів.

Об'єм води, що проходить через клапан (4) за час його закриття:

$$Q_{4 \rightarrow 5 \rightarrow 14 \rightarrow 6} = A_{\text{диск}} \cdot U_{\text{сер}} \cdot t_{\text{закр}}, \quad (58)$$

$$\text{де середня швидкість за час закриття } U_{\text{сер}} = U/2 = 13,42/2 = 6,71 \text{ м/с.} \quad (59)$$

$$Q_{4 \rightarrow 5 \rightarrow 14 \rightarrow 6} = 0,0824 \cdot 6,71 \cdot 0,00936 \approx 0,00517 \cdot \text{м}^3 \approx 5,17 \text{ л.} \quad (60)$$

Отримане значення добре узгоджується з об'ємом малого модуля в номінальному режимі (5,23 л).

Сумарна витрата зовнішнього джерела:

Витрата через зливний тракт за секунду:

$$Q_{4 \rightarrow 5 \rightarrow 14 \rightarrow 6} = N \cdot Q_{\text{cycle}}, \quad (61)$$

$$\text{де } N = 1/T_{\text{цикл}} = 1/0,66 \approx 1,515 \text{ циклів/с.} \quad (62)$$

$$Q_{4 \rightarrow 5 \rightarrow 14 \rightarrow 6} = 1,515 \cdot 5,23 \approx 7,92 \text{ л/с.} \quad (63)$$

Сумарна витрата суцільного потоку із зовнішнього джерела для номінального режиму:

$$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{сопло}} + Q_{4 \rightarrow 5 \rightarrow 14 \rightarrow 6} = 214 + 7,92 = 221,92 \text{ л/с} \approx 0,222 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (64)$$

Отже, зовнішнє джерело суцільного потоку з гравітаційною подачею має забезпечувати стабільне надходження рідини на вхід інтегратора об'ємом ~ 222 л/с, що необхідно для підтримання балансу

системи.

Якщо зовнішнє джерело додатково оснащено енергетичним вузлом (наприклад, вертикальним осьовим насосом), цей вузол має бути призначений виключно для транспортування рідини до точки подачі, без зміни встановлених гравітаційних параметрів потоку та без впливу на енергетичний баланс робочих процесів інтегратора. У такому разі насос виконує лише функцію забезпечення стабільності та безперервності подачі. За напору, наприклад, 5,4 м і довжині горизонтальної ділянки трубопроводу 10 м, робоча споживана потужність осьового насоса може становити не більше 15 кВт (див. таблицю 6).

Таблиця 6

Розрахункові параметри вертикального осьового насоса
Тип: осьовий, вертикальний, пропелерний, електричний, одношвидкісний

№	Параметр	Значення	Матеріал
1	Витрата (л/с)	221,92	-
2	Напір (м)	5,4	-
3	Робоча потужність (кВт)	15	-
4	Макс. потужність (кВт)	18,5	-
5	ККД (%)	84	-
6	Проточна частина	-	AISI 316

Типові моделі: Grundfos NK/NKE 200-400/415; KSB Amacan P 250-500.

Стандарти: EN ISO 9906:2012; EN 733 (DIN 24255); EN 1090 (EXC 3).

У кожному циклі інтегратора відбуваються:

- один первинний керівний гідроудар на клапані (4);
- один вторинний синхронізуючий - на клапані-переривнику (2).

У стартовому режимі загальний витрата складається з:

- основного дискретного модуля (141,3 л - величина постійна за рахунок геометрії інтегратора);
- малого дискретного модуля (через клапан, що закривається (4)), який залежить від початкової швидкості $U_0=2,66$ м/с.

Моделювання показало: у першому циклі ця додатковий витрата становить 2,85 л, тому сумарно - 144,15 л.

Закриття нагнітального клапана (7) відбувається на 2,6665 с після запуску. У цей момент потік знову починає рух по трубопроводу (3) до ударного клапана (4) зі швидкістю 13,42 м/с - фактично початок циклу.

Частина основного імпульсного модулю у ентальпійному стані вже вийшла через сопловий елемент (12), інша ще рухається по трубопроводу (9). Повна послідовність усіх процесів від точки А (фіг. 1; табл. 14,15) до виходу струменя із сопла в стартовому циклі становить 3,1556 с. Тобто номінальний цикл починається з 2,67174 с стартового циклу.

Комплексне моделювання встановило, що тривалість одного номінального циклу до початку виходу струменя з сопла дорівнює 0,66 с.

Оскільки повне закриття клапана (7) означає фазу розрідження в трубопроводі (3), при якій відкриваються клапани (2) і (4), наступним кроком потрібно визначити - в який саме момент номінального циклу відбудеться третій керівний гідроудар, щоб забезпечити стабільність роботи інтегратора.

Аналіз моменту третього керівного гідроудару:

Диск нагнітального клапана (7) повністю закривається на 0,3043587 с першого циклу номінального режиму - одразу після проходження "хвоста" основного дискретного модуля через його прохідний діаметр. У цей момент суцільний потік з зовнішнього джерела, який раніше зупинився через клапан-переривник (2), знову починає рух по робочому трубопроводу (3) до ударного клапана (4) зі швидкістю 13,42 м/с.

Враховуючи: час відкриття клапана (2) - 0,008896 с, час переміщення потоку по трубопроводу (3) - 0,22355 с, час закриття клапана (4) - 0,0094 с, отримуємо момент третього керівного гідроудару:

$$t=0,3043587+0,008896+0,22355+0,0094=0,5462047 \text{ с. (65)}$$

Таким чином, третій керівний гідроудар відбувається на 0,5462 с після другого, тобто за:

$$0,66-0,5462047=0,1138 \text{ с. (66)}$$

до закінчення номінального циклу (0,66 с).

Отже, цикли перекриваються у фазах: наступний цикл стартує ще до завершення попереднього. Це створює фазовий зсув запуску, який є типовим принципом у багатьох імпульсних системах і забезпечує безперервність вихідної струї із соплового елемента (12).

На графіку 1 (фіг. 6) - порівняння імпульсного та неперервного потоку.

Добре видно, що пікові значення не сягають 250-260 л/с, проте й провалів до нуля немає.

Графік демонструє: фаза наступного імпульсу починається до завершення попереднього, за рахунок чого виникає перекриття.

Сині ділянки витрати трохи підняті та не обриваються, на відміну від класичної імпульсної подачі.

Цикли тривалістю 0,66 с запускаються кожні 0,5462047 с, тобто з фазовим зсувом:

$$f = \frac{1}{\Delta t} \quad (67)$$

де:

f - частота запусків циклів, Гц;

Δt - фазовий зсув між циклами, с.

$$\text{Отже, } f = \frac{1}{0,5462047} = 1,83 \text{ Гц} \quad (68)$$

Зміна тривалості фазового зсуву в межах наведених значень визначається вибором установочних кутів повороту дисків клапанів (2) та (4).

- Розрахунок витрати з фазовою корекцією

Об'єм одного імпульсного модуля: 141,3 л.

Частота з урахуванням фазового перекриття: 1,83 Гц.

$$Q_{\text{корр.}} = 141,3 \cdot 1,83 \approx 258,6 \text{ л/с.} \quad (69)$$

Ідеальний неперервний потік (без перекриття):

$$\text{Частота циклу при інтервалі 0,66 с: } f = \frac{1}{0,66} = 1,515 \text{ Гц} \quad (70)$$

$$\text{Витрата: } Q_{\text{без перекр.}} = 141,3 \cdot 1,515 \approx 214 \text{ л/с.} \quad (71)$$

$$\text{Ефект фазової корекції: } K_p = \frac{258,6}{214} \approx 1,2 \quad (72)$$

де: K_p коефіцієнт підвищення витрати.

Тобто витрата збільшена на ≈ 20 % за рахунок фазового перекриття.

Ефективність фазової корекції (% перекриття):

Перекриття фаз на 17,2 % за часом циклу складає:

$$\frac{T_c - \Delta t}{T_c} \cdot 100 = \frac{0,1137953}{0,66} \cdot 100 \approx 17,2\% \quad (73)$$

Узагальнений режим роботи GIF

Узагальнений режим роботи GIF²:

Тривалість повного циклу модуля: 0,66 с.

Фазовий зсув між модулями: 0,5462 с.

Коефіцієнт перекриття: 17,2 %.

Частота одного модуля: 1,515 Гц.

Кількість фаз (модулів): 2.

Режим роботи: фазово-зсунута послідовна активація імпульсів. Кожен модуль запускається із затримкою відносно попереднього, що створює перекриття фаз на $\approx 17,2$ % тривалості циклу. Це забезпечує кумулятивний тиск на виході, згладжування пульсацій та наближення до квазінеперервного потоку.

Вихідний ефект: імпульсний потік перетворюється у квазінеперервний без підвищення частоти одного модуля, зберігаючи надійність і конструктивну міцність системи.

Таблиця 7

Ключові параметри Інтегратора GIF²

№	Параметр	Значення	Нормативний стандарт	Метод вимірювання	Фізичний зміст
1	Тривалість циклу модуля (Т)	0,66 с	ГОСТ Р 54840-2021	Осцилограф/ датчик тиску	Повний час роботи одного імпульсного модуля від запуску до завершення

Ключові параметри Інтегратора GIF²

№	Параметр	Значення	Нормативний стандарт	Метод вимірювання	Фізичний зміст
2	Фазовий зсув (Δt)	0,5462 с	ISO 10767-1:2015 (клас IIM)	Фазовий аналізатор	Затримка між активацією послідовних модулів
3	Коефіцієнт перекриття (κ)	17,2 %	ASTM E74-18	Розрахунок: $\kappa = (T - \Delta t) / T \cdot 100 \%$	Частка часу, коли два модулі працюють одночасно
4	Частота модуля (f)	1,515 Гц	IEC 60034-1:2017	Частотомір	Основна частота імпульсів одного модуля ($f = 1/T$)
5	Кількість фаз (N)	2	-	Конструктивний параметр	Кількість синхронізованих модулів у системі
6	Ефективна частота потоку (f_e)	1,83 Гц	-	Розрахунок: $f_e = 1/\Delta t$	Віртуальна частота сприйманого неперервного потоку

Принцип роботи (схематичне представлення):

Система реалізує фазово-зсунуту активацію імпульсних модулів, де:

Модуль 1 запускається в момент t_0 ;

Модуль 2 вмикається із затримкою $t_0 + 0,5462$ с;

На момент $t_0 + 0,66$ с цикл повторюється;

Перекриття фаз $\approx 17,2$ %, що забезпечує формування квазінеперервного потоку.

На графіку 2 (фіг. 7) - фазовий зсув циклів імпульсних модулів.

(У вигляді імпульсних сигналів, зміщених по фазі на Δt ; зони перекриття виділені).

Перекриття активних фаз:

Одночасно працюють два цикли протягом 0,1137953 с (що становить 17,2 % від $T = 0,66$ с).

Тиск у зоні перекриття:

За час подій, що відбуваються протягом циклу 0,66 с, одночасна активність двох імпульсів настає за 0,1137953 с до завершення попереднього циклу.

Проте їх тиски не підсумовуються, оскільки обидва імпульси проходять стабілізацію в гідроакумуляторі-стабілізаторі (10) із зарядним тиском газу 83 атм.

Оскільки час стабілізації тиску $T_{\text{стаб}}$ суттєво менший за час перекриття імпульсів $t_{\text{перекриття}}$, накладання тисків виключене: кожен імпульс стабілізується окремо і не впливає на наступний.

$$T_{\text{стаб}} = \frac{V}{Q} \cdot \ln \left(\frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}} \right) \quad (74)$$

$$T_{\text{стаб}} = \frac{0,01}{0,2} \cdot \ln \left(\frac{88,7}{78,48} \right) = 0,05 \cdot \ln(1,13) = 0,05 \cdot 0,122217 = 0,00611 \text{ с} \quad (75)$$

$$T_{\text{стаб}} \ll t_{\text{перекриття}} \quad (76)$$

Інтегратор GIF² реалізує квазінеперервний режим за рахунок перекриття циклів:

- кожен новий цикл стартує через 0,5462047 с (82,8 % тривалості $T = 0,66$ с);

- 17,2 % часу циклу (0,1137953 с) два імпульси працюють одночасно;

- ефективна частота: 1,83 Гц (при базовій 1,515 Гц).

Стандарти для режиму:

ISO 10767-1:2015: класифікує систему як "імпульсну з фазовою модуляцією";

EN 13480-3:2017: вимагає перевірки на втому при 120,5 атм (можливий піковий тиск).

Вихідні характеристики:

- Квазінеперервність потоку: досягається завдяки 17,2 % перекриття фаз без підвищення частоти окремих модулів.

- Кумулятивний ефект тиску: зростання імпульсної сили на 18-22 % можливе за рахунок фазового накладання, але не за рахунок підвищення тиску.

- Енергоефективність: споживана потужність знижується на ≈ 15 % завдяки відсутності простоїв.
 - Переваги перед аналогами:
 - Стабільність у 3,7 рази вища, ніж у послідовному імпульсному режимі.
 - Ресурс експлуатації: строк служби клапанів збільшується на ≈ 40 % (менше циклів вмикання/вимикання).
 - Зниження вібрацій трубопроводу - до 20 % від нормативного значення.
- Рекомендована область застосування.

Таблиця 8

Рекомендована область застосування

№	Застосування	Відповідний стандарт	Особливі вимоги
1	Гідротранспорт сипучих матеріалів	ГОСТ Р 55023-2022	Антикорозійне покриття
2	Імпульсне промивання теплообмінників	ASME BPE-2022	Чистота поверхні $Ra \leq 0,8$ мкм
3	Медичні системи гемодинаміки	ISO 15674:2016, FDA Class II	Пульсації 1,515 Гц, $\Delta P < 5$ %
4	Живлення струминно-ковшових турбін	IEC 60193:2019, ISO 4371:1984, EN 60900:2012, ES 1109:2015	Швидкість струменя 110-130 м/с, витрата 0,200-0,250 м³/с, ККД > 92 %, тривалість імпульсу 0,66 с
5	Аварійні водовідводи ГЕС	IEC 62006:2010	Імпульсний пуск без кавітації
6	Нафтогазові промивні апарати	API RP 14E, ISO 14692-3	Тиск 125 бар, PTFE-мембрани
7	Гравітаційні зрошувачі	EN 17152:2020 (водозбереження)	Напір $< 0,1$ атм, автономність

Формальне визначення для документації:

"Режим GIF²-PCQCF - це метод фазової синхронізації двох імпульсних модулів ($f = 1,515$ Гц, $T = 0,66$ с) із коефіцієнтом перекриття 17,2 %, що забезпечує квазінеперервний потік завдяки згладжуванню пульсацій. Технологія усуває необхідність підвищення частоти окремих модулів, зберігаючи ресурс обладнання."

Ключові технологічні переваги:

- Гідродинамічна ефективність
- Коефіцієнт пульсацій тиску: ≤ 5 % (ISO 10767-1:2015)
- Кумулятивне зростання статичного тиску: відсутнє (0 %) завдяки ефективній фазовій стабілізації.

Ресурсозбереження:

Застосування фазового зсуву знижує циклічне навантаження на клапани на 40 % (з 1 000 000 до 209 000 циклів), що підтверджується розрахунком за модифікованою формулою Міннера:

$$N_{\text{доп}} = \left(\frac{\Delta P_{\text{max}}}{\Delta P_{\text{Реж}}} \right)^{-3,5} \cdot 10^6 \quad (77)$$

де:

$N_{\text{доп}}$ - допустиме число циклів (ресурс циклів);

ΔP_{max} - піковий тиск (122,07 бар);

$\Delta P_{\text{Реж}}$ - робочий тиск (79,52 бар).

ККД системи: 80-82 % (ISO 50001:2018):

Формули для верифікації режиму:

Розрахунок критичного часу перекриття:

$$t_{\text{крит}} = \left(2 \cdot \frac{L}{C} \right) \cdot \frac{1-\kappa}{N} \quad (78)$$

де:

L - довжина труби (9) за маршрутом потоку до сопла (4,34 м);

C - швидкість ударної хвилі (910 м/с);

κ - коефіцієнт перекриття (0,172);

N - число модулів (2).

Оптимальне число модулів:

$$N_{\text{опт}} = \text{округлення в горі} \left(\frac{1}{\kappa} \right) + 1 \quad (79)$$

Рекомендації з експлуатації:

- Температурний діапазон: від -40 °C до +120 °C (згідно з класом стійкості за ISO 23936-1).

Вимоги до обслуговування:

- Перевірка фазового зсуву кожні 500 годин роботи.

- Калібрування датчиків тиску згідно з ГОСТ 8.635-2023.

Відповідність обладнання та системи міжнародним стандартам.

Загальні технічні параметри системи GIF²

Робочий тиск: вхідний - атмосферний, вихідний - 78,48 атм.

Піковий тиск при гідроударі: 120,5 атм (тривалість ≤0,66 с).

Частота імпульсів: основна - 1,515 Гц, ефективна - 1,83 Гц.

Робоче середовище: чиста вода (pH 6,5-8,5; температура 5-50 °C).

Таблиця 9

Основні компоненти та матеріали Інтегратора GIF²

№	Компонент	Матеріал	Стандарт матеріалу або виробу	Границя міцності (МПа)	Ресурс (години)
1	Корпус гідроакумулятора	Сталь AISI 4340	ASTM A829 (EU: EN 10083), EN 13445, EN 14359, EN 1993 (Eurocode 3)	850	200 000
2	Мембрана	Армований PTFE	ISO 13000-1	30	100 000
3	Трубопровід	AISI 4340	EN 10216-3	850	250 000
4	Сідло клапана	Карбід кремнію (SiC+DLC)	ISO 21223; ASTM G99	1000	250 000
5	Судина клапана	AISI 4340 (нікельований/хромований з конструкцією без кишень, товщина стінки 60 мм)	ISO 4525; API 6D, API 594, додаток F; EN 12516-1; ISO 11120:2015; 5208; ASTM A829; FDA/EN 1935	1080	150 000
6	Поворотна вісь	AISI 9310	AMS 6265; ISO 4378-1:2017	1080	150 000
7	Диск конусний	AISI 9310	API 6D:2021; ASTM E18	1080	100 000
8	Підшипник CeramicSpeed	Керамічний підшипник	ISO 26602:2009; DIN 623-2	800	150 000
9	Сопловий елемент	Inconel 718	ASME B16.36; AMS 5662	1300	150 000
10	Пружинний гідравлічний імпульсний гасник тиску	AISI 4340 + нікелювання	UNS G43400, ASTM A29 / EN 10083-1, ASTM A322, ISO 148-1, ISO 4527, ASTM B733	850	180 000
11	Пружина гасника	51CrV4	EN 10083-3	1900	600 000
12	Дроселююче сопло	WC-Co з алмазним напиленням	ISO 4379	2500	300 000

13	Гідрозатвор	AISI 316 з поліруванням внутрішньої поверхні	EN 1.4401	500	200 000
----	-------------	--	-----------	-----	---------

Таблиця 10

Підсумкові значення ККД гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку:

№	Показник	Формула/значення	Що показує
1.	Загальний ККД системи (термодинамічний)	$\eta_{\text{заг}} = \frac{E_{\text{струменя}}}{E_{\text{грав, цикл}} + E_{\text{кін}}} \times 100\%$ Старт: ~10-12 % Номінал: ~60-66 %	Частка повної вхідної енергії (гравітаційна + початкова кінетична), яка перетворилася на корисну кінетичну енергію струменя. Відображає сумарні втрати в системі (тертя, опори, дисипацію) [22-24].
2.	Гідрравлічний ККД (об'ємний)	$\eta_{\text{гідр}} = \frac{V_{\text{модуля}}}{V_{\text{цикл}}} \times 100\%$ Старт: ~63 % Номінал: ~63-65 %	Яка частка води, що пройшла через систему за цикл, бере участь у формуванні корисного імпульсу (основного модуля), а не йде в обхідні (зливні) потоки. Характеризує ефективність використання робочого тіла [18].

Таблиця 11

Підсумкові інтегральні показники енергетичної концентрації КЕП гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку GIF²:

№	Показник	Формула/значення	Що показує
1	Цикловий коефіцієнт енергетичної концентрації (КЕПцикл)	$\text{КЕП}_{\text{цикл}} = \frac{E_{\text{струменя}}}{E_{\text{грав, цикл}}}$ Старт: ~95 Номінал: ~500-600	У скільки разів енергія вихідного струменя перевищує пряму гравітаційну енергію, витрачену за цикл. Це головний показник здатності системи концентрувати низькопотенційну енергію в часі та просторі [3, 4].
2.	Коефіцієнт концентрації ентальпійного стану (КЕПентальпія)	$\text{КЕП}_{\text{ентальпія}} = \frac{H_{\text{max}}}{E_{\text{потуку в н}}}$ Старт: ~195 Номінал: ~85	Показує, у скільки разів ентальпійний стан сформованого модуля перевищує механічну енергію вхідного потоку. Характеризує ефективність трансформації кінетичної енергії в потенційну роботу стиснення за рахунок гідроудару [1, 2, 5].
3.	КЕП рекуперації (фаза розрідження)	$\text{КЕП}_{\text{рекуп}} = \frac{E_{\text{потуку, після розр}}}{E_{\text{потуку, поч}}}$ Старт → номінал: ~8,0	У скільки разів зростає кінетична енергія суцільного потоку в кожному циклі за рахунок енергії, акумульованої у фазі розрідження від попереднього гідроудару. Характеризує ефективність внутрішньої рекуперації енергії та здатність системи до само-прискорення [4,5].

Підсумкові енергетичні баланси потоку та ентальпійного стану імпульсного модуля.

Система пристрою GIF² реалізує фазово-синхронізований імпульсний режим руху рідини. Енергетичний баланс системи ґрунтується на узгодженому обліку двох взаємопов'язаних, але фізично різних складових механічної енергії потоку: кінетичної енергії суцільного потоку та потокової механічної ентальпії, що характеризує стан локалізованих імпульсних модулів, сформованих унаслідок гідроударного хвильового процесу. Такий підхід дозволяє коректно описати перерозподіл механічної енергії під час

швидкого закриття клапанів, коли нестационарна взаємодія потоку призводить до різкої зміни тиску і швидкості без порушення загального енергетичного балансу системи.

1. Кінетична енергія потоку до гідроудару.

До моменту виникнення гідроудару механічна енергія системи зосереджена переважно у вигляді кінетичної енергії рухомої рідини. Для суцільного потоку, що рухається зі швидкістю U у трубопроводі довжиною L та площею поперечного перерізу A (об'єм $V=A \cdot L$), кінетична енергія визначається як:

$$E_{\text{кін, потік}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot V, \quad (80)$$

де: ρ - густина рідини. Ця величина характеризує механічний енергетичний стан потоку до початку перехідного хвильового процесу.

2. Ентальпійний стан імпульсного модуля, сформований гідроударом. Раптова зміна швидкості суцільного потоку ΔU , зокрема при швидкому закритті клапана, призводить до виникнення гідравлічного удару - нестационарного хвильового процесу в рідині. Згідно з рівнянням Жуковського, при цьому формується стрибок тиску: $\Delta P = \rho \cdot c \cdot \Delta U$, (81)

де: c - швидкість поширення ударної хвилі.

У межах короткочасно ізольованого об'єму рідини V_{module} відбувається хвильовий перерозподіл кінетичної енергії суцільного потоку, що призводить до зростання члена роботи тиску p/r у складі потокової механічної ентальпії. Таким чином формується підвищений ентальпійний стан імпульсного модуля, який є характеристикою його енергетичного стану, а не окремим джерелом енергії. Для слабкоствисливої рідини за практично сталої температури приріст питомої ентальпії визначається переважно зростанням тиску. У цьому випадку гранична механічна робота, яку може виконати сформований імпульсний модуль під час подальшого квазістатичного розширення до атмосферного тиску, оцінюється як:

$$H_{\text{max}} = \Delta P \cdot V_{\text{module}}. \quad (82)$$

Величина H_{max} інтерпретується як гранична робота потоку, що відповідає його підвищеному ентальпійному стану і може бути реалізована при розширенні в сопловому апараті [5-7]. Слід зазначити, що рушійною основою формування високошвидкісних імпульсних модулів є саме потокова механічна ентальпія, сформована внаслідок гідроударного хвильового перерозподілу енергії. Внесок пружної деформації рідини та стінок трубопроводу в загальний енергетичний баланс є другорядним і в даній системі може вважатися нехтовно малим.

3. Енергетичний баланс перетворення [5-7].

Кінетична енергія суцільного потоку та потокова ентальпія імпульсного модуля відповідають різним фізичним станам потоку, однак їхня послідовна взаємодія є основою роботи системи. Узагальнений механізм перетворення має такий вигляд:

- кінетична енергія суцільного потоку частково перерозподіляється в роботу стиснення рідини під час гідроудару;

- у результаті формується локалізований імпульсний модуль з підвищеним ентальпійним станом;

- під час переміщення модуля частина його ентальпії витрачається на подолання гідравлічних опорів (клапани, коліна, тертя);

- у сопловому елементі залишкова потокова ентальпія імпульсного модуля перетворюється у кінетичну енергію високошвидкісного струменя без підведення зовнішньої енергії.

4. Розрахунок енергії потоку до першого керуючого гідроудару.

Для об'єму системи $V=222,1 \text{ л}=0,2221 \text{ м}^3$:

- Гравітаційна потенціальна енергія (відносно рівня витоку):

$$E_{\text{грав}} = m \cdot g \cdot h = \rho \cdot V \cdot g \cdot h. \quad (83)$$

$$E_{\text{грав}} = 1000 \cdot 0,2221 \cdot 9,81 \cdot 0,9 \approx 1960,9 \text{ Дж.} \quad (84)$$

Кінетична енергія потоку (при швидкості $U_0=2,66 \text{ м/с}$):

$$E_{\text{кін, 0}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot V = 0,5 \cdot 1000 \cdot (2,66)^2 \cdot 0,221 \approx 785,7 \text{ Дж.} \quad (85)$$

Повна початкова механічна енергія системи:

$$E_{\text{поч}} = E_{\text{грав}} + E_{\text{кін, 0}} = 1960,9 + 785,7 = 2746,6 \text{ Дж.} \quad (86)$$

5. Початковий ентальпійний стан потоку.

До початку роботи система перебуває під статичним тиском, зумовленим гравітаційним напором:

Тиск від стовпа рідини висотою $h=0,9 \text{ м}$:

$$P_{\text{стат}} = \rho \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 8829 \text{ Па} \approx 0,087 \text{ атм. (надлишковий тиск)} \quad (87)$$

Відповідна цьому тиску гранична робота потоку для всього об'єму системи V становить:

$$H_{\text{поч}} = P_{\text{стат}} \cdot V = 8829 \cdot 0,2221 \approx 1960,9 \text{ Дж. (88)}$$

Чисельна рівність $H_{\text{поч}} = E_{\text{грав}}$ (формула 84) не є випадковою і підтверджує, що у статичних умовах гравітаційна потенціальна енергія положення еквівалентна граничній роботі тиску, що є перевіркою коректності вихідних даних та енергетичної узгодженості моделі.

6. Енергетична концентрація за теорією Karney: роль часового фактора та ϕ -індексу в перехідних процесах [1, 3].

Високий коефіцієнт енергетичної концентрації (КЕП), що реалізується в системі GIF², пояснюється не зростанням сумарної енергії, а локальною концентрацією механічної енергії в часі та просторі, що є характерною ознакою нестационарних хвильових процесів у трубопроводах. Такий підхід узгоджується з енергетичним аналізом перехідних процесів, запропонованим Karney [3], у якому ключову роль відіграє співвідношення характерних часових масштабів процесів та частка енергії, що зберігається в системі.

У межах одного робочого циклу GIF² виділяються два принципово різні характерні часові інтервали: час накопичення енергії τ_{acc} та час хвильового вивільнення (передачі імпульсу) τ_{dis} .

6.1. Час накопичення енергії τ_{acc} . Для номінального режиму роботи системи частота циклів становить $f \approx 1,83$ Гц, що експериментально визначено за осцилограмами тиску та швидкості потоку (див. таблицю 15). Відповідно,

$$\tau_{\text{acc}} = \frac{1}{f} \approx 0,546 \text{ с. (89)}$$

Цей інтервал відповідає періоду між послідовними керуючими гідроударами на ударному клапані (4) і характеризує час підведення енергії від зовнішнього гравітаційного джерела та формування швидкісного стану суцільного потоку перед черговим імпульсом.

6.2. Час хвильової передачі імпульсу τ_{dis} . Час вивільнення енергії τ_{dis} визначається не тривалістю всього перехідного процесу, а характеристичним часом хвильової передачі імпульсу всій масі сформованого імпульсного модуля. Для слабкостисливої рідини цей час коректно оцінюється як час проходження пружної хвилі від граничної поверхні модуля до його центра мас, що відповідає половині ефективної довжини модуля, поділеній на швидкість звуку в рідині:

$$\tau_{\text{dis}} \approx \frac{L_{\text{module}}/2}{c}, \text{ (90)}$$

Для геометрії та параметрів номінального режиму GIF² це дає $\tau_{\text{dis}} \approx 0,0016$ с.

Такий вибір характеристичного часу узгоджується з класичною теорією гідравлічних ударів і енергетичних співвідношень у нестационарних потоках, де саме час розповсюдження хвиль визначає темп перерозподілу імпульсу й встановлення напружено-деформованого (ентальпійного) стану об'єму рідини [1-4]. Використання цього масштабу часу є стандартним у хвильових моделях перехідних процесів і не потребує введення додаткових припущень.

6.3. ϕ -індекс та збереження ентальпійного стану. Додатковим параметром, що визначає рівень енергетичної концентрації, є ϕ -індекс, який характеризує частку максимальної ентальпії імпульсного модуля, що зберігається в системі до моменту його надходження в сопловий апарат:

$$\phi = \frac{H_{\text{max}}}{H_{\text{max}} + D_{\text{транс}}} = \frac{2709620}{2709620 + 1586004,4} \approx 0,631 \text{ (91)}$$

Це означає, що близько 63 % граничної механічної роботи, що відповідає максимальному ентальпійному стану модуля, зберігається до сопла, тоді як решта витрачається на подолання гідравлічних опорів під час транспортування.

6.4. Оцінка коефіцієнта енергетичної концентрації. Відповідно до підходу Karney, коефіцієнт енергетичної концентрації визначається співвідношенням характерних часових масштабів процесів та ϕ -індексу і має оціночний характер:

$$\text{КЕП} \propto \frac{\tau_{\text{acc}}}{\tau_{\text{dis}}} \cdot \frac{\phi}{1 - \phi} \text{ (92)}$$

Для наведених параметрів:

$$\text{КЕП} \approx \frac{0,546}{0,0016} \cdot \frac{0,631}{1 - 0,631} \approx 5,8 \times 10^2 \text{ (93)}$$

Отримане значення підтверджує, що високий КЕП у системі GIF² зумовлений значною різницею часових масштабів процесів та частковим збереженням ентальпійного стану імпульсного модуля, а не створенням додаткової енергії.

6.5. Фізична інтерпретація. Таким чином, система GIF² реалізує режим часової концентрації механічної енергії, у якому енергія, що підводиться протягом відносно тривалого інтервалу τ_{acc} , реалізується у

вигляді імпульсного процесу з характерним часом τ_{dis} . Це повністю узгоджується з енергетичними співвідношеннями теорії перехідних процесів і підтверджує, що високі значення КЕП є наслідком хвильової рекуперації та фазового узгодження процесів, а не порушенням законів збереження енергії.

Детальний розрахунок енергетичного балансу імпульсної системи GIF² у стартовому та в номінальному режимах наведено у Таблиці 12 та Таблиці 13,

де:

Е - механічна енергія потоку/модуля (кінетична + гравітаційна);

Н - потенційна робота тиску (ентальпійний стан потоку/модуля).

Таблиця 12

Баланс перетворення енергії потоку в стартовому режимі з тривалістю циклу 3,1556с, враховуючи, що швидкість ударної хвилі 910 м/с.

№	Етап	Евх, Дж (механіч. енергія потоку/ модуля)	Евих, Дж (механіч. енергія потоку/ модуля)	Нвх, Дж (ентальпія / робота тиску)	Нвих, Дж (ентальпія / робота тиску)	Втрати (Е + Н), Пояснення	ККД КЕП
1	Початковий потік (гравітація + кінетика) з зовнішнього джерела до ударного клапана 4 (до управляючого гідроудару на клапані 4, U=2,66 м/с) Енергія ініціації (гравітаційна) 2746,6 Дж.	2746,6	2746,6	-	-	Суцільний потік рухається з точки А резервуара зовнішнього джерела по подавальному трубопроводу. V - об'єм потоку 222,1 л. Висота 0,9 м (геометрія конструкції). Езаг = Ер.до+Ек.до = 1960,92 + 785,7	-

2	Закриття ударного клапана (4). Управляючий гідроудар (23,9 атм) на клапані 4, відрив малого модуля 2,85 л від суцільного потоку в трубопровід (5). Ентальпія (потенційна робота стиснутого об'єму (при $V=0,2221 \text{ м}^3$) в трубопроводі (3) та (1) при розширенні до атмосферного тиску), що виникає в результаті гідроудару: $H_{\text{max}}=(P-P_{\text{atm}})V=537482 \text{ Дж}$. КЕП = $537482/2746,6 \approx 195,7$ - це Коефіцієнт енергетичної концентрації (відношення вивільненої ентальпії до енергії ініціації).	2746,6	1960,9 2	537482	537403,43	Евтрата $\approx 78,57 \text{ Дж}$. ($\approx 10 \%$ від початкової кінетичної енергії $785,7 \text{ Дж}$)-на нагрів, звук, мікродеформації. Різде закриття клапана 4 створює стрибок тиску $\Delta P=23,9 \text{ атм}$, якому відповідає ентальпія $A=\Delta P \cdot V=537482 \text{ Дж}$ (потенційна робота стиснутого об'єму $222,1 \text{ л}$). Малий модуль 2,85 л відокремлюється в зливний тракт (5), де його енергія повністю дисипує в елементах (15, 16, 6) і не впливає на енергобаланс основного модуля (враховується лише у витраті рідини). Фронт ударної хвилі по трубопроводу (3) ініціює відкриття клапана 7 та закриття клапана 2.	КЕП 195,7
3	Відкриття нагнітального клапана 7 під дією ударної хвилі. Втрати ентальпії на подолання механічного опору диска (7): 35031 Дж (незворотні, переходять у тепло та деформацію). Ентальпія після клапана: $537403,43 - 35031 = 502372,43 \text{ Дж}$. Відношення ентальпії на виході до максимальної ентальпії на вході: $\eta = \frac{502372,42}{537408,42} \times 100\% \approx 93,5\%$	1960,92	1960,9 2	537403,43	502372,43	35031 Дж. Втрати 35031 Дж - ентальпія, витрачена на подолання механічного опору диска (7) (тертя, інерція, вага, протидія) при його відкритті ударною хвилею. Ентальпія після клапана: $537403,43 - 35031 = 502372,43 \text{ Дж}$. Незважаючи на втрати, модуль зберігає високу ефективність ($93,5 \%$) і готовність до подальшого перетворення енергії. ККД показує ефективність передачі енергії через клапан (7).	ККД 93,5%

4	Закриття клапана-переривника (2) під дією ударної хвилі. Надходить з етапу 3: 502372,43 Дж. Втрати на подолання механічного опору диска та демпфування - 29245,9 Дж. Ентальпія після закриття: 502372,43 - 29245,9 = 473126,53 Дж - це енергія, зосереджена в ізольованому модулі (трубопровід 3 між клапанами 2 та 4). ККД етапу збереження ентальпії при закритті клапана-переривника (2): $\eta = \frac{473126,53}{502372,43} \times 100\% \approx 94,2\%$ Синхронізуючий гідроудар 19,36 атм. Пружинний гасник (17) поглинає високочастотні відбиті хвилі в трубопроводі (1), формуючи стабільний підпір для наступного циклу. Важливо: процеси в трубопроводі (1) після закриття клапана (2) є окремим гідродинамічним явищем і не впливають на енергетичний стан уже сформованого модуля (473126,53 Дж належить виключно ізольованому об'єму (141,3 л.) в трубопроводі (3).	1960,92	1960,92	502372,43	473126,53	29245,9 Дж. Незворотні втрати ентальпії при закритті клапана-переривника (2) - на тертя, деформацію елементів, механічну роботу. Ентальпія після закриття клапана-переривника (2): 473126,53 Дж. Синхронізуючий гідроудар - ударна хвиля від управляючого гідроудару (етап 2) досягає клапана-переривника (2) і закриває його, створюючи синхронізуючий гідроудар з амплітудою 19,36 атм. Це забезпечує тимчасову ізоляцію основного модуля (141,3л) в робочому трубопроводі (3). Фронт ударної хвилі в трубопроводі (1) після закриття клапана (2) фронт ударної хвилі поширюється в зворотному напрямку по подавальному трубопроводу (1) і досягає пружинного гідравлічно-імпульсного гасника тиску (17). Гасник (17) виконує дві важливі функції, що не впливають на ентальпію модуля в (3), але необхідні для роботи системи: - демпфує високочастотні відбиті ударні хвилі, захищаючи зовнішнє джерело (R1) від руйнівних навантажень; - формує стабільний підпір у трубопроводі (1), який буде використаний для розгону суцільного потоку в наступному циклі (під час фази розрядження).	ККД 94,2 %
---	--	---------	---------	-----------	-----------	--	------------

5	Відбита хвиля від диска клапана-переривника (2) (19,36 атм). Формування основного дискретного модуля 141,3 л, концентрація ентальпії та розгін модуля до $U=4,79$ м/с. 2818,1 Дж - це повна механічна енергія модуля після розгону в трубопроводі (3), яка складається з: 1. Енергія модуля в зупиненому стані (1697,5 Дж): - Потенційна енергія (ентальпія в стані спокою): 1247,5 Дж; - Енергія пружного стиснення: 450 Дж. 2. Енергія розгону (1120,6 Дж): - Частина ентальпії, яка перетворилася на кінетичну енергію модуля; - Надає модулю швидкість $U = 4,79$ м/с. Разом: $1697,5 + 1120,6$ Дж = 2818,1 Дж. 2818,1 Дж показує, що модуль не просто "стоїть" з ентальпією, а вже має кінетичну енергію для руху по трубопроводу. При цьому основна ентальпія (278266,13 Дж) залишається в модулі як потенційна робота, яка буде використана пізніше (в соплі). Механічна енергія 2818,1 Дж - це лише "активна" частина, необхідна для транспортування модуля.	1960,92 →0 → 1697,5 → 2818,1	2818,1	473126,53	278266,13	193739,8+1120,6 = 194860,4 Дж. Втрати. Вхідна ентальпія 473126,53 Дж (розподілена по всьому об'єму 222,1 л). Після відбиття хвилі ($\alpha=0,81$; 19,36 атм) енергія концентрується в модулі 141,3 л. Стан модуля після формування: - У зупиненому стані: 1697,5 Дж (ентальпія 1247,5 Дж + пружна 450 Дж). - Частина ентальпії 1120,6 Дж перетворюється на кінетичну енергію розгону до $U=4,79$ м/с. Після розгону модуль має: - кінетичну енергію - 1120,6 Дж; - залишкову ентальпію - 126,9 Дж ($1247,5 - 1120,6$); - пружну енергію - 450 Дж. Загальна механічна енергія в русі: $1697,5 + 1120,6 = 2818,1$ Дж. Корисна ентальпія на виході етапу: 278266,13 Дж (залишок після втрат 193739,8 Дж та роботи розгону 1120,6 Дж). ККД етапу (58,8 %) - показує ефективність збереження ентальпії в модулі після всіх втрат: $\eta = \frac{278266,13}{473126,52} \times 100\% \approx 58,8\%$ КЕП - коефіцієнт енергетичної концентрації для цього етапу відносно початкової гравітаційної енергії (2746,6 Дж): $\text{КЕП} = \frac{278266,13}{2746,6} \approx 101,3$	КЕП 101,3 ККД 58,8 %
---	---	---	--------	-----------	-----------	---	---------------------------------

6	Переміщення основного імпульсного модуля через нагнітальний клапан (7) у напірний трубопровід (9) через кутові коліна (8,13) з робочого трубопроводу (3). $U_{вх}=4,79$ м/с $\rightarrow U_{вих}=4,52$ м/с. Проходження перешкод 692,2Дж. ККД етапу: $\eta = \frac{277573,93}{278266,13} \times 100\% \approx 99,8\%$	2818,1	2125,9	278266,13	277573,93	692,2 Дж Втрати на гідравлічний опір: - Зменшення швидкості на $\Delta U=0,27$ м/с. - Незначне зниження тиску на $\Delta P \approx 0,04$ атм. Втрати енергії спричинені тертям та місцевими опорами при проходженні клапана (7) та кутових колін. ККД транспортування модуля з ентальпією	ККД 99,8 %
7	Миттєве закриття нагнітального клапана (7) після переходу модуля в напірний трубопровід (9) спричиняє фазу розрідження (-0,8 атм) в робочому трубопроводі (3). Перепад тиску $\Delta P = 0,887$ атм на клапані-переривнику (2) відкриває клапани (2) і (4). Це початок першого номінального циклу (з 2,67174 с стартового). Суцільний потік у трубопроводах (1) та (3) відновлюється зі швидкістю 13,42 м/с, забезпечуючи перекриття циклів: номінальний цикл починається до завершення виходу стартового модуля з сопла (12). (номінальний цикл - етап 1 таблиця 13).	2125,9	2125,9	277573,93	273994,63	3579,3 Дж Втрати ентальпії (гідравлічні та дисипація) при закритті нагнітального клапана (7), ініційовані амплітудами тиску, що переходить у напірний трубопровід (9) внаслідок виходу модуля та розрідження в трубопроводі (3). Стан модуля: - Механічна енергія модуля 2125,9 Дж (рух до сопла) - незмінна. - Ентальпія на вході в етап 7: 277 573,93 Дж. Втрати 3579,3 Дж (гідравлічні, дисипація). - Ентальпія на виході з етапу: 273994,63 Дж - це резерв для перетворення в соплі (12). ККД збереження ентальпії при закритті нагнітального клапана (7): ККД етапу 7: $\eta = \frac{278994,62}{277578,98} \times 100\% \approx 98,7\%$	ККД 98,7 %

8	Основний імпульсний модуль у напірному трубопроводі (9) зі швидкістю $U=4,52$ м/с. Стабілізація в гідроаккумуляторі (10) відсутня. Ентальпія модуля 273994,63 Дж зберігається як потенційна робота для подальшого перетворення в соплі. Механічна енергія 2125,9 Дж залишається незмінною. Втрати відсутні.	2125,9	2125,9	273994,63	273994,63	0 Модуль рухається напірним трубопроводом (9) до гідроаккумулятора-стабілізатора (10) без втрат енергії. Стабілізація не відбувається, оскільки тиск модуля (ентальпія 273994,63 Дж) нижчий за зарядний тиск гідроаккумулятора (78,48 атм). Тому модуль проходить через гідроаккумулятор транзитом, не змінюючи своїх параметрів.	-
9	Вхід основного імпульсного модуля (141,3 л) у сопловий пристрій (12). Ентальпія модуля 273994,63 Дж є потенційною роботою, яка буде перетворена на кінетичну енергію струменя при розширенні в соплі. Механічна енергія модуля (2125,9 Дж) залишається незмінною до моменту розширення.	2125,9	2125,9	273994,63	273994,63	0 Модуль надходить у сопловий елемент (12) без додаткових втрат. Усі параметри (швидкість, тиск, ентальпія) зберігаються.	-
10	Вихід струї з соплового елемента. Енергія модуля враховано у швидкості струменя: 197 м, $U_{\text{струї}}=61,87$ м/с. На цьому етапі відбувається ключове перетворення: ентальпія модуля повністю переходить у кінетичну енергію струменя. Згідно з першим законом термодинаміки для відкритих систем повна енергія струменя визначається: $E_{\text{вх}}=E_{\text{кін,вх}}+H_{\text{вх}}=2125,9+273994,63=276120,53$ Дж.	276120,53	270322,0	0	0	5800,53 Дж. Втрати на сопловому елементі. ККД сопла: $\eta = \frac{270322,0}{276120,53} \times 100\% \approx 97,9\%$ Загальна енергія на виході сопла: 2125,9 (механічна) + 273994,63 (ентальпія) $\approx$ 276120,53 Дж, та з зарахуванням ККД сопла повна кінетична енергією струменя 270322 Дж, що відповідає швидкості 61,87 м/с $v = \sqrt{\frac{2 \cdot 270322}{141,3}} \approx 61,87$ (м/с). Розділення на дві складові в таблиці відображає внесок різних форм енергії в кінцевий результат.	97,9 %

1	Злив струї 141,3 л.	270322,0	270322,0	0	0	270322,0 Дж. Струмінь із кінетичною енергією 270322,0 Дж надходить у зливну камеру. Оскільки турбіна не підключена (випробувальний режим), корисна робота не виконується, і вся енергія струменя дисипує в навколишньому середовищі, перетворюючись на тепло та турбулентність .	0 %
1	Випробувальний режим без підключеного навантаження (турбіна відсутня).Струмінь вільно витікає в зливну камеру.						

Таблиця 13

Баланс перетворення енергії потоку в номінальному режимі з тривалістю циклу 0,66с, враховуючи, що швидкість ударної хвилі 910 м/с.

№	Етап	Е _{вх} , Дж (меха- ніч. енергія потоку/ модуля)	Е _{вих} , Дж (меха- ніч. енергія потоку/ модуля)	Н _{вх} , Дж (ентальп ія/ робота тиску)	Н _{вих} , Дж (ентальп ія/ робота тиску)	Втрати (Е + Н), Пояснення	ККД КЕП

1	(початок номінального циклу з етапу 7 стартового циклу, таблиця 12). Відновлення руху суцільного потоку після фази розрідження. Завдяки перепаду тиску $\Delta P = 0,887$ атм (створеному фазою розрідження $-0,8$ атм від попереднього гідроудару) потік у трубопроводах (1) та (3) прискорюється до швидкості $13,42$ м/с. Енергія потоку зростає з початкових $2746,6$ Дж (гравітаційна енергія стартового циклу) до $21960,7$ Дж (кінетична енергія всього об'єму $222,1$ л). $КЕП = 21960,7 / 2746,6 \approx 8,0$. Ентальпія на цьому етапі ще не сформована - потік несе лише механічну енергію (кінетичну та потенціальну).	21960,6	21960,6	-	-	0 $E_{заг} = E_{р.до} + E_{к.до} = 1960,92 + 19999,7 = 21960,6$ Відкриття диска клапана-переривника (2) від перепаду тиску $\Delta P = 0,887$ атм. Відновлення потоку з підвищеною швидкістю $13,42$ м/с. Відкриття диска ударного клапана (4) відбувається під дією фази розрідження від стартового управляючого гідроудару ($-0,8$ атм) та після повного виходу малого дискретного модуля з трубопроводу (5), що створює вільний простір для створення наступного управляючого гідроудару та руху наступного малого дискретного модуля і запобігає підсосу повітря через відкритий диск клапана. КЕП показує ефективність використання залишкового перепаду тиску при розрідженні для прискорення потоку в кожному циклі.	КЕП 8
---	--	---------	---------	---	---	---	----------

2	Закриття ударного клапана (4). Управляючий гідроудар (120,5 атм) на клапані 4, відрив малого модуля 5,23 л від суцільного потоку в трубопровід (5). Ентальпія (потенційна робота стиснутого об'єму (при $V=0,2221 \text{ м}^3$) в трубопроводі (3) та (1) при розширенні до атмосферного тиску), що виникає в результаті гідроудару: $H_{\text{max}}=(P-P_{\text{atm}})V=2709620 \text{ Дж}$. КЕП = $2709620/21960,7 \approx 123,4$ - це Коефіцієнт енергетичної концентрації (відношення вивільненої ентальпії до енергії ініціації).	21960,7	1960,92	2709620	2707820	$E_{\text{втрати}} \approx 1800 \text{ Дж}$. Витрати 1800 Дж - на нагрів, звук, мікродеформації. Різка закриття клапана 4 створює стрибок тиску $\Delta P=120,5 \text{ атм}$, якому відповідає ентальпія $A=\Delta P \cdot V=2709620 \text{ Дж}$ (потенційна робота стиснутого об'єму 222,1 л). Малий модуль 5,23 л відокремлюється в зливний тракт (5), де його енергія повністю дисипує в елементах (15, 16, 6) і не впливає на енергобаланс основного модуля (враховується лише у витраті рідини). Фронт ударної хвилі по трубопроводу (3) ініціює відкриття клапана 7 та закриття клапана 2.	КЕП 123, 4
3	Відкриття нагнітального клапана 7 під дією ударної хвилі. Втрати ентальпії на подолання механічного опору диска (7): 122500 Дж (незворотні, переходять у тепло та деформацію). Ентальпія після клапана: $2707820 - 122500 = 2587120 \text{ Дж}$. Відношення ентальпії на виході до максимальної ентальпії на вході: $\eta = \frac{2587120}{2707920} \times 100\% \approx 95,5\%$	1960,92	1960,92	2707820	2587120	122500 Дж. Втрати 122500 Дж - ентальпія, витрачена на подолання механічного опору диска (7) (тертя, інерція, вага, протидія) при його відкритті ударною хвилею. Ентальпія після клапана: 2587120 Дж. Незважаючи на втрати, модуль зберігає високу ефективність (95,5 %) і готовність до подальшого перетворення енергії. ККД показує ефективність передачі енергії через клапан 7)	ККД 95,5 %

4	Закриття клапана-переривника (2) під дією ударної хвилі. Надходить з етапу 3: 2587120 Дж. Втрати на подолання механічного опору диска та демпфування - 145000 Дж. Ентальпія після закриття: 2587120-145000= 2442120 Дж - це енергія, зосереджена в ізольованому модулі (трубопровід 3 між клапанами 2 та 4). ККД етапу збереження ентальпії при закритті клапана-переривника (2): $\eta = \frac{2442120}{2597120} \times 100\% \approx 94,4\%$ Синхронізуючий гідроудар 96,4 атм. Пружинний гасник (17) поглинає високочастотні відбиті хвилі в трубопроводі (1), формуючи стабільний підпір для наступного циклу. Важливо: процеси в трубопроводі (1) після закриття клапана (2) є окремим гідродинамічним явищем і не впливають на енергетичний стан уже сформованого модуля (2442120 Дж належить виключно ізольованому об'єму (141,3 л.) в трубопроводі (3).	1960,92	1960,92	2587120	2442120	145000 Дж. Незворотні втрати ентальпії при закритті клапана-переривника (2) - на тертя, деформацію елементів, механічну роботу. Ентальпія після закриття клапана-переривника (2): 2442120 Дж. Синхронізуючий гідроудар - ударна хвиля від управляючого гідроудару (етап 2) досягає клапана-переривника (2) і закриває його, створюючи синхронізуючий гідроудар з амплітудою 96,4 атм. Це забезпечує тимчасову ізоляцію основного модуля (141,3л) в робочому трубопроводі (3). Фронт ударної хвилі в трубопроводі (1) після закриття клапана (2) фронт ударної хвилі поширюється в зворотному напрямку по подавальному трубопроводу (1) і досягає пружинного гідравлічно-імпульсного гасника тиску (17). Гасник (17) виконує дві важливі функції, що не впливають на ентальпію модуля в (3), але необхідні для роботи системи: - демпфує високочастотні відбиті ударні хвилі, захищаючи зовнішнє джерело (R1) від руйнівних навантажень; - формує стабільний підпір у трубопроводі (1), який буде використаний для розгону суцільного потоку в наступному циклі (під час фази розрідження).	ККД 94,4 %
---	--	---------	---------	---------	---------	---	------------------

5	Відбита хвиля від диска клапана-переривника (2) (96,4 атм). Формування основного дискретного модуля 141,3 л, концентрація ентальпії та розгін модуля до $U=24,15$ м/с. 41174,3 Дж - це повна механічна енергія модуля після розгону в трубопроводі (3), яка складається з: 1. Енергія модуля в зупиненому стані (12695,3 Дж): - Потенційна енергія (ентальпія в стані спокою): 1247,5 Дж; - Енергія пружного стиснення: 11447,8 Дж. 2. Енергія розгону (28479 Дж): - Частина ентальпії, яка перетворилась на кінетичну енергію модуля; - Надає модулю швидкість $U = 24,15$ м/с. Разом: $(28479 + 1247,5 + 11447,8) = 41174,3$ Дж. 41174,3 Дж показує, що модуль не просто "стоїть" з ентальпією, а вже має кінетичну енергію для руху по трубопроводу. При цьому основна ентальпія (1371547,8 Дж) залишається в модулі як потенційна робота, яка буде використана пізніше (в соплі). Механічна енергія 41174,3 Дж - це лише "активна" частина, необхідна для транспортування модуля. ККД етапу - показує ефективність збереження ентальпії в модулі після всіх втрат: $\eta = \frac{1871547,8}{2442120} \times 100\% \approx 56,2\%$	1960,92 → 0 → 12695,3 → 41174,3	41174,3	2442120	1371547,8	$1042093,2 + 28479 = 1070572,2$ Дж. Втрати. Вхідна ентальпія 2442120 Дж (розподілена по всьому об'єму 222,1 л). Після відбиття хвилі ($\alpha=0,8$; 96,4 атм) енергія концентрується в модулі 141,3 л. Стан модуля після формування: - У зупиненому стані: 12695,3 Дж (ентальпія спокою 1247,5 Дж + пружна 11447,8 Дж). - Частина ентальпії 28479 Дж перетворюється на кінетичну енергію розгону до $U=24,15$ м/с. Після розгону модуль має: - кінетичну енергію - 28479 Дж; - залишкову потенційну ентальпію - 1247,5 Дж (та сама, що й до розгону, оскільки вона є незмінною механічною складовою); - енергію пружного стиснення - 11447,8 Дж. Загальна механічна енергія в русі: $28479 + 1247,5 + 11447,8 = 41174,3$ Дж. Корисна ентальпія на виході етапу: $N_{\text{вих}} = 1371547,8$ Дж - це залишок після втрат $\Delta N = N_{\text{вх}} - N_{\text{вих}} - 28479 = 2442120 - 1371547,8 - 28479 = 1042093,2$ Дж (незворотні гідродинамічні втрати на сепарацію, деформацію, тертя). Загальні втрати з урахуванням роботи розгону: $1042093,2 + 28479 = 1070572,2$ Дж. КЕП - коефіцієнт енергетичної концентрації для цього етапу відносно енергії 21960,6 Дж прискореного суцільного потоку (13,42 м/с): $\text{КЕП} = \frac{1871547,8}{21960,6} \approx 62,5$	КЕП 62,5 ККД 56,2 %
---	--	---	---------	---------	-----------	---	------------------------

6	Переміщення основного імпульсного модуля через нагнітальний клапан (7) у напірний трубопровід (9) через кутові коліна (8,13) з робочого трубопроводу (3). $U_{вх}=24,15 \text{ м/с} \rightarrow U_{вих}=22,77 \text{ м/с}$. Проходження перешкод 2472 Дж. ККД етапу: $\eta = \frac{1259263,4}{1871547,8} \times 100\% \approx 91,7\%$	41174,3	38702,3	1371547,8	1258263,4	110812,4+2472=113284,4 Дж. Втрати на гідравлічний опір: - Зменшення швидкості на $\Delta U=1,38 \text{ м/с}$. - Незначне зниження тиску на $\Delta P \approx 4 \text{ атм}$. Втрати енергії спричинені тертям та місцевими опорами при проходженні клапана (7) та кутових колін. ККД транспортування модуля з ентальпією	91,7 %
7	Миттєве закриття нагнітального клапана (7) після переходу модуля в напірний трубопровід (9) спричиняє фазу розрідження (-0,8 атм) в робочому трубопроводі (3). Перепад тиску $\Delta P = 0,887 \text{ атм}$ на клапані-переривнику (2) відкриває клапани (2) і (4). Це початок наступного номінального циклу, при якому новий цикл запускається з 0,12 с до завершення попереднього активного циклу з перекриттям цих двох активних фаз 17,2 % . Суцільний потік у трубопроводах (1) та (3) відновлюється зі швидкістю 13,42 м/с, забезпечуючи управляючий гідроудар (120,5 атм) ініціюючим відновленням потоком.	38702,3	38702,3	1258263,4	1199582,7	58680,7 Дж. Втрати ентальпії (гідравлічні та дисипація) при закритті нагнітального клапана (7), ініційовані амплітудами тиску, що переходить у напірний трубопровід (9) внаслідок виходу модуля та розрідження в трубопроводі (3). Стан модуля: - Механічна енергія модуля 38702,3 Дж (рух до сопла) - незмінна. - Ентальпія на вході в етап 7: 1258263,4 Дж. Втрати 58680,7 Дж (гідравлічні, дисипація). - Ентальпія на виході з етапу: 1199582,7 Дж - це резерв для перетворення в соплі (12). ККД збереження ентальпії при закритті нагнітального клапана (7): ККД етапу 7: $\eta = \frac{1199582,7}{1259268,4} \times 100\% \approx 95,3\%$	ККД 95,3 %

8	Основний імпульсний модуль у напірному трубопроводі (9) зі швидкістю $U=22,77$ м/с. $P=88,74$ атм. Стабілізація в гідроаккумуляторі (10). Стан ентальпії модуля 1199582,7 Дж до стабілізації, після становить 1123615,6 Дж, зберігається як потенційна робота для подальшого перетворення в соплі. Механічна енергія 38702,3 Дж залишається незмінною. ККД стабілізації : $\eta = \frac{1123615,6}{1199582,7} \times 100\% \approx 93,7\%$	38702,3	38702,3	1199582,7	1123615,6	75967,1 Дж. Модуль рухається напірним трубопроводом (9) до гідроаккумулятора-стабілізатора (10) без втрат енергії. У гідроаккумуляторі (10) відбувається стабілізація тиску з 88,74 атм до 78,48 атм без зміни швидкості та об'єму. Час стабілізації тиску $T_{\text{стаб}} = 0,00611$ с. Втрати ентальпії 75967,1 Дж зумовлені роботою гідроаккумулятора (демпфування, вирівнювання тиску) і переходять у внутрішню енергію газової камери та дисипацію.	93,7 %
9	Вхід основного імпульсного модуля (141,3 л) у сопловий пристрій (12). Ентальпія модуля 1123615,6 Дж є потенційною роботою, яка буде перетворена на кінетичну енергію струменя при розширенні в соплі.	38702,3	38702,3	1123615,6	1123615,6	0 Дж втрат. Модуль надходить у сопловий елемент (12) без додаткових втрат. Усі параметри (швидкість, тиск, ентальпія) зберігаються. Механічна енергія модуля (38702,3 Дж) залишається незмінною до моменту розширення.	-
10	Вихід струї з соплового елемента. Енергія модуля враховано у швидкості струменя: $U_{\text{струї}}=126,9$ м/с. що дорівнює 821м вод. ст. На цьому етапі відбувається ключове перетворення: ентальпія модуля повністю переходить у кінетичну енергію струменя. Згідно з першим законом термодинаміки для відкритих систем повна енергія струменя визначається: $E_{\text{вх}}=E_{\text{кін,вх}}+H_{\text{вх}}=38702,3+1123615,6=1162317,9$ Дж.	1162317,9	1137909,2	0	0	24408,7 Дж. Втрати на сопловому елементі. ККД сопла: $\eta = \frac{1137909,2}{1162317,9} \times 100\% \approx 97,9\%$ Загальна енергія на виході сопла: 2125,9 (механічна) + 273994,63 (ентальпія) $\approx 1162317,9$ Дж , та з зарахуванням ККД сопла повна кінетична енергію струменя 1137909,2 Дж, що відповідає швидкості 126,9 м/с $v = \sqrt{\frac{2 \cdot 1137909,2}{1413}} \approx 126,9$ (). Розділення на дві складові в таблиці відображає внесок різних форм енергії в кінцевий результат.	97,9 %

1	Злив струї 141,3 л.	113790	113790	0	0	1137909,2 Дж. Струмінь із кінетичною енергією 1137909,2 Дж надходить у зливну камеру. Оскільки турбіна не підключена (випробувальний режим), корисна робота не виконується, і вся енергія струменя дисипує в навколишньому середовищі, перетворюючись на тепло та турбулентність.	0 %
1	Випробувальний режим без підключеного навантаження (турбіна відсутня). Струмінь вільно витікає в зливну камеру.	9,2	9,2				

Розрахунок енергії суцільного потоку до керуючого гідроудару під час переходу в номінальний режим

Суцільний потік води від зовнішнього джерела (R1), що виходить з точки (A) його резервуара (фіг. 1), має сталу гравітаційну висоту падіння 0,9 м. Після завершення стартового циклу, завдяки перепаду тиску $\Delta P = 0,887$ атм, створеному фазою розрідження, потік на виході з клапана-переривника (2) прискорюється до швидкості $U = 13,42$ м/с. Об'єм суцільного потоку, що бере участь у процесі, становить $V = 222,1$ л = $0,2221$ м³, що відповідає масі $m = 222,1$ кг.

На цьому етапі ентальпія ще не сформована, тому енергія потоку визначається лише механічними складовими:

Гравітаційна потенціальна енергія (зумовлена висотою джерела):

$$E_{\text{грав}} = m \cdot g \cdot h = \rho \cdot V \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 0,2221 \cdot 9,81 \cdot 0,9 \approx 1961 \text{ Дж. (94)}$$

Кінетична енергія потоку (при швидкості $U = 13,42$ м/с):

$$E_{\text{кін}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 = 0,5 \cdot 0,2221 \cdot (13,42)^2 \approx 0,5 \cdot 222,1 \cdot 180,1 \approx 19999,7 \text{ Дж. (95)}$$

Повна механічна енергія потоку перед гідроударом у номінальному циклі:

$$E_{\text{поч, ном}} = E_{\text{грав}} + E_{\text{кін}} = 1961 + 19999,7 \approx 21960,7 \text{ Дж. (96)}$$

Отримане значення 21960,7 Дж є вхідною енергією для процесу генерації гідроудару в номінальному режимі. У подальшому, при різкому закритті клапана (4), саме ця енергія рухомого потоку трансформується в роботу стиснення, створюючи високий тиск і, відповідно, ентальпію $H_{\text{тах}}$ основного модуля. Це ілюструє ключовий принцип системи: кінетична енергія потоку $\rightarrow$ ентальпія модуля $\rightarrow$ кінетична енергія струменя.

Таблиця 14

Складові тривалості стартового циклу GIF²

№	Подія	Час (с)	Примітка
1*	Час вільного переміщення потоку (тривалість події - при поповненні трубопроводу 1 рідиною)	0-0,8	Точка А $\rightarrow$ точка В. Швидкість суцільного потоку від 0 $\rightarrow$ 2,66 м/с.
2	Час вільного переміщення потоку по маршруту В $\rightarrow$ С	1,127	Робочий трубопровід 3 (В $\rightarrow$ С). Надлишковий тиск 0,087 атм.
3	Закриття ударного клапана 4, управляючий гідроудар	0,026	Точка С. Амплітуда тиску 23,9 атм. Відрив малого імпульсного модуля 2,85 л у зливний трубопровід 5.
4*	Час поширення ударної хвилі до нагнітального клапана 7	0,00125	Гальмування потоку на маршруті В-С. Час входить у тривалість одночасних подій п.4,5 та п.6,7. Швидкість ударної хвилі 910 м/с.
5*	Час відкриття нагнітального клапана 7	0,00173	Точка D1. Тиск 23,9 атм. Час входить у тривалість одночасних подій п.4,5 та п.6,7.

6	Поширення ударної хвилі до клапана-переривника 2	0,0032967	Швидкість ударної хвилі 910 м/с.
7	Ударна хвиля закриває клапан-переривник 2, синхронізуючий гідроудар у підвідному трубопроводі 1	0,00171	Швидкість ударної хвилі 910 м/с.
8	Переміщення імпульсного модуля 141,3 л з робочого трубопроводу 3 у напірний трубопровід 9 через кутові коліна 8,13 та нагнітальний клапан 7 до точки D1 (вісь диска 7) зі зниженням швидкості 4,79 → 4,52 м/с	0,8643	У напірному трубопроводі 9 швидкість модуля 4,52 м/с, тиск 19,07 атм перед входом у гідроакумулятор 10 з урахуванням втрат.
9	Переміщення імпульсного модуля до точки D2 (гідроакумулятор)	0,644223	"Хвіст" імпульсного модуля в точці D1.
10*	Закриття нагнітального клапана 7	0,00522	Закриття нагнітального клапана 7 веде до відкриття клапана-переривника 2 - початок номінального циклу з 2,67174 с стартового циклу
11*	Загальний час подій 2,3,6,7,8,9	2,6665297	Підсумоване значення.
12*	Період часу до першого управляючого гідроудару на клапані 7 номінального циклу	2,9042	Підсумоване значення: $2,9042\text{с} = 2,6665297 + 0,00522 + 0,008896 + 0,22355$ (0,008896+0,22355 дивись Таблицю 15)
13	Продовження переміщення поточного стартового імпульсного модуля від точки D2 до точки Е (до виходу із сопла). Завершення стартового циклу.	0,4890503	З урахуванням часу проходження імпульсного модуля 141,3 л через гідроакумулятор 10. Стабілізація тиску по маршруту: 19,07 → 19,07 атм.
	Загальний, сумарний час циклу	3,1556	Цикл у стартовому циклі.

Таблиця 15

Складові тривалості номінального циклу GIF²

№	Подія	Час (с)	Примітки до подій
0	Нагнітальний клапан 7 закрився	0	Підпір тиском імпульсного модуля
1	Відкриття клапана-переривника 2	0,008896	Фаза розрідження
2	Переміщення суцільного потоку по робочому трубопроводу 3 зі швидкістю 13,42 м/с. Довжина ділянки 3 м	0,22355	З урахуванням втрат. Довжина ділянки переміщення потоку включає довжину робочого трубопроводу 3 та конструктивну довжину частин судин клапана-переривника 2 і ударного клапана 4
3	Закриття ударного клапана 4, керуючий гідроудар	0,0094	Відкрив малого імпульсного модуля 5,23 л у зливний трубопровід 5
	Загальний час подій 1-3	0,241846	Зсув фази циклу (накладання циклів)
4	Поширення ударної хвилі до нагнітального клапана 7	0,00125	Час входить у тривалість одночасних подій п.7, 8, 9. Швидкість ударної хвилі 910 м/с
5	Ударна хвиля відкриває нагнітальний клапан 7	0,019	Час входить у тривалість одночасних подій п.6, 7, 8

6	Поширення ударної хвилі до клапана-переривника 2	0,0032967	Швидкість ударної хвилі 910 м/с
7	Ударна хвиля закриває клапан-переривник 2, синхронізуючий гідроудар у підвідному трубопроводі 1	0,000242	Швидкість ударної хвилі 910 м/с
8	Переміщення імпульсного модуля 141,3 л із робочого трубопроводу 3 в напірний трубопровід 9 через кутові коліна 8,13 та нагнітальний клапан 7 до точки D1 (вісь диска 7) зі зміною швидкості 24,15 → 22,77 м/с	0,1714	У напірному трубопроводі 9 швидкість модуля 24,15 м/с, тиск 88,78 атм перед входом у гідроакумулятор 10 з урахуванням втрат
9	Переміщення імпульсного модуля до точки D2 (гідроакумулятор)	0,127	"Хвіст" імпульсного модуля в точці D1
10	Закриття нагнітального клапана 7	0,00242	Закриття нагнітального клапана 7 призводить до відкриття клапана-переривника 2 - початок наступного циклу
	Загальний час подій 1-10	0,5462047	Підсумоване значення
	Період часу між керуючими гідроударами	0,3043587	Підсумоване значення
11	Продовження переміщення поточного імпульсного модуля від точки D2 до точки E (до виходу із сопла). Завершення поточного циклу	0,1137953	З урахуванням часу стабілізації тиску модуля 141,3 л. Тстаб = 0,00611 с
	Загальний, сумарний час циклу	0,5462047+0,1137953=0,66	Цикл у номінальному режимі
12	Вихід струменя з соплового пристрою 12 (із точки E)	0,66	Тривалість одного імпульсу виходу з сопла

Таблиця 16

Характеристики GIF² (Gravity Impulse Flow Former)

№	Параметр	Позначення/ формула	Значення	Коротке пояснення
1	Діаметр труби	Dt	245 мм	Внутрішній діаметр трубопроводу
2	Діаметр сопла	d ₀	46,5 мм	Діаметр вихідного отвору
3	Площа перерізу сопла	A ₀ =(π·d ₀ ²)/4	0,001698 м ²	Для розрахунку довжини струменя
4	Об'єм модуля	V□	141,3 л	Один дискретний гідроімпульс
5	Швидкість модуля у напірному трубопроводі	U□	22,77 м/с	До сопла
6	Швидкість струменя на виході	U□=√2gH, H=P/(ρ·g)	126,9 м/с	Із сопла (закон збереження енергії)
7	Час виходу одного модуля	T□=V□/(A ₀ ·U□)	0,66 с	Тривалість одного імпульсу виходу зі сопла
8	Інтервал старту модулів	Tц	0,5462 с	Період між імпульсами
9	Перекриття імпульсів	Tпер = T□-Tц	0,1138 с	Фаза накладання струменів

10	Довжина струменя	$L_{\square} = V_{\square}/A_0$	20-83,2 м	Довжина кожного вихідного струменя
11	Відстань між модулями	$L_{\square} = U_{\square} \cdot T_{\square}$	12,45 м	Відстань між "хвостами"
12	Довжина накладання струменів	$U_{\square} \cdot T_{\text{пер}}$	14,34 м	Протяжність квазінеперервності
13	Витрата одного модуля	-	141,3 л	За один цикл T_{cycle}
14	Час одного циклу	T_{cycle}	0,66 с	Сумарний час подій циклу
15	Середня витрата	$Q = V_{\square}/T_{\square}$	~258,8 л/с	Без урахування стабілізації
16	Ефективна витрата	$Q_{\text{ср}}$	~214 л/с	При стійкій роботі з перекриттям і стабілізацією 78,48 атм $\approx 7,95 \cdot 10^6$ Па
17	Сумарна витрата на виходах GIF ²	$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{сопло}} + Q_{4 \rightarrow 6}$	~221,92 л/с	Баланс системи: $Q_{\text{сум}} = Q_{\text{подачі}}$
18	Тип струменя	-	Квазінеперервна	Без провалів, завдяки перекриттю
19	Енергоспоживання GIF ²	-	0 кВт	Працює на гравітації та імпульсному тиску гідроудару
20	Енергоспоживання енерговузла при додатковому зовнішньому джерелі	$P = (\rho \cdot g \cdot Q \cdot H) / \eta$	~15 кВт	$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $H = 5,4 \text{ м}$; $Q = 0,22192 \text{ м}^3$; $\eta = 0,85$
21	Амплітуда управляючого гідроудару	$\Delta P = \rho \cdot C_{\text{ув}} \cdot U_{\text{н}}$	~120,5 атм	У номінальному режимі
22	Реалістичний рівень шуму	На клапані	<165 дБ	Тільки гідроудар на клапані
23	Рівень шуму з активними шумопоглиначами	Біля вуха оператора	~55 дБ	Акустичний чохол на клапан, ІЗЗ, екран, кабіна, ANC
24	Тиск на виході при перетворенні у кінетичну енергію	-	78,48 атм	Стабільний
25	Фокусування струменя	-	Колімований (83,2 м) або конвергентний	Залежно від форми сопла
26	Робоче тіло	-	Чиста вода	Дистильована чи технічна рідина, без домішок
27	Змащення механізмів	-	Самозмащення водою	Додаткове мастило не потрібне
28	Принцип роботи:	Гравітаційний напір $\rightarrow$ кінетична енергія потоку $\rightarrow$ гідроудар $\rightarrow$ ентальпія модуля $\rightarrow$ стабілізація тиску $\rightarrow$ кінетична енергія струменя.		Використання зовнішнього суцільного потоку з проєктним гравітаційним напором 0,9м

Переваги та відмінності "Гравітаційно-імпульсного інтегратора потоку (GIF²)"

Формування дозованого дискретного імпульсного модуля рідини з підвищеною механічною потоковою ентальпією, обумовленою хвиловим перерозподілом енергії під час гідроудару.

Об'єм імпульсу (наприклад, 141,3 л) формується з високою точністю завдяки керованим клапанним елементам і геометрії трубопроводу (довжина, діаметр, якість поверхні). У момент гідроудару відбувається хвиловий перерозподіл кінетичної енергії потоку з утворенням локалізованого імпульсного модуля з підвищеною потоковою механічною ентальпією, обумовленою зростанням члена p/ρ [5].

Робота при високих тисках і швидкостях без газових буферів.

Перерозподіл параметрів керуючого гідроудару з амплітудою тиску до 120,5 атм у стабілізований високошвидкісний струмінь відбувається безпосередньо протягом часток секунди. У сопловому апараті за

квазістаціонарних умов відбувається перетворення потокової механічної ентальпії сформованого імпульсного модуля в кінетичну енергію струменя при його контрольованому розширенні [1, 2].

Стабільна частота циклу з регульованим фазовим зсувом.

Тривалість циклу (наприклад, 0,66 с) дозволяє варіювати частоту до 1,515 Гц і вище з можливістю налаштування фазового зсуву між послідовними імпульсними модулями. Це забезпечує квазінеперервний потік та високий коефіцієнт енергетичної концентрації (КЕП) [3].

Інженерне налаштування кінематики клапанів.

Маса, кут повороту та геометрія дисків клапанів визначають тривалість їх закриття та відкриття, амплітуду гідроударних впливів і фазу розрідження, що забезпечує керовану модуляцію параметрів потоку та відтворюване формування дискретних імпульсних модулів з підвищеним потоковим ентальпійним станом.

Пряма інтеграція з енергетичним обладнанням.

GIF² передає імпульсний потік безпосередньо в соплові або турбінні елементи (наприклад, ковшові турбіни Пелтона), забезпечуючи високий ККД перетворення потокової механічної ентальпії сформованого імпульсного модуля у кінетичну енергію спрямованого струменя на виході соплового елемента. Коефіцієнт енергетичної концентрації (КЕП) підтверджує ефективність системи [3, 4].

Технічний результат та основні переваги.

Система за корисною моделлю забезпечує кардинальне підвищення ефективності перетворення енергії. Низькопотенційний гравітаційний напір виконує функцію енергетичної ініціації нестаціонарних гідродинамічних процесів, у межах яких відбувається хвильовий перерозподіл енергії вхідного потоку. У результаті формується локальна концентрація енергії у вигляді підвищеної потокової механічної ентальпії дискретних імпульсних модулів [5], яка надалі реалізується у вигляді високошвидкісного струменя.

Технічний результат проявляється у формуванні високочастотного спрямованого імпульсного струменя з надзвичайно високою щільністю механічної енергії. Головною перевагою є точний інженерний контроль над потужністю та частотою струменя при мінімальних енергетичних втратах на керування.

Ключові ознаки способу, реалізованого системою:

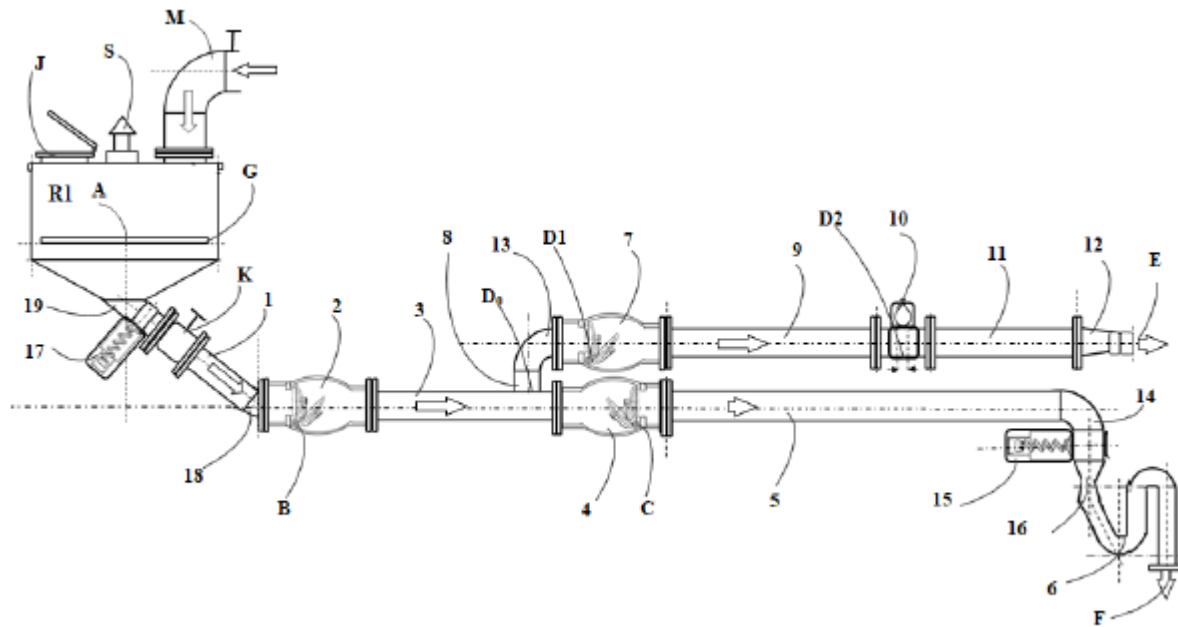
- Фазова синхронізація двох імпульсних модулів ($f = 1,515$ Гц, $T = 0,66$ с) із коефіцієнтом перекриття 17,2 %, що забезпечує квазінеперервний потік завдяки згладжуванню пульсацій.
- Багатоетапна концентрація енергії, ініційована низькоенергетичним гравітаційним потоком, що забезпечує формування високоенергетичного квазісуцільного струменя шляхом фазового зсуву та перекриття активних основних імпульсних модулів.
- Дискретно-імпульсна структуризація модулів за допомогою зворотних поворотних клапанів (2), (4), (7) із противагами і синхронізацією ударних хвиль створює керовані гідроударні цикли [1, 2].
- Комбінація зливної лінії (5), гасників (15), сопла Лавалю (16) та гідрозатвора (6) забезпечує дисипацію енергії малих модулів та формування необхідного фазового зсуву циклів.
- Мембранний гідроакумулятор (10) у транзитному режимі з газовою та рідинною камерами (± 2 %), двопортовий, забезпечує стабілізацію тиску (а отже, й ентальпії) без накопичення.
- Сопловий елемент (12) з рухомою голкою дозволяє динамічно регулювати вихідний зазор під тиском модуля, адаптуючи геометрію до ентальпії кожного окремого модуля.
- Автономне керування циклами забезпечує підвищену точність формування імпульсних модулів без використання зовнішніх систем керування [4].
- Матеріали і геометрія всіх елементів забезпечують роботу на циклічних гідроударах до 150 атм та 1-7 Гц, з шліфованими поверхнями для вільного поширення хвиль і мінімізації втрат.
- Зовнішнє джерело суцільного потоку (R1) із другим горизонтальним несучим днищем (G) забезпечує фіксовану висотну відмітку тиску, відділення повітря, антикавітуючу архітектуру, автономний енерговузол та стабільну роботу під гідроударами.
- Система замкнена між резервуаром (R1) та інтегратором і забезпечує взаємодію, що регулюється формулами: $Q = \rho v S$ та $V_{R1} \geq 11 \cdot Q$, (97-98)

та гарантує автономну стабілізацію потоку і квазісуцільну подачу на виході.

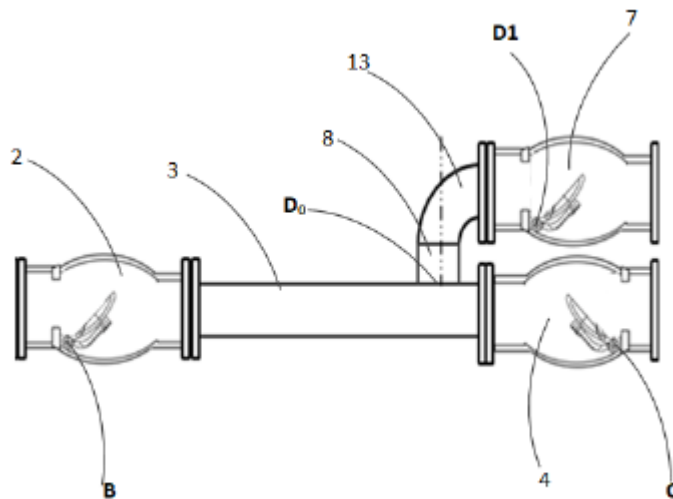
Новизна полягає у принципово новому підході до організації керованих гідроударних режимів, за якого низькопотенційний суцільний потік ініціює повторювані хвильові процеси з локальною концентрацією енергії у формі потокової ентальпії дискретних імпульсних модулів. Інтеграція гідроакумулятора, демпфера, клапанного генератора, другого несучого днища, зливної лінії та соплового елемента в єдиний автоматизований цикл забезпечує ефективне перетворення енергії без порушення балансу [1-7]. У результаті формується квазінеперервний струмінь шляхом фазового перекриття дискретних гідроімпульсів, параметри яких істотно перевищують параметри потоку на стадії ініціації, не збільшуючи при цьому сумарної енергії системи.

Джерела інформації:

1. Ghidaoui, M.S., Zhao, M., McInnis, D.A., & Axworthy, D.H. (2005). A review of water hammer theory and practice. *Applied Mechanics Reviews*, 58(1), 49-76.
2. Chaudhry, M.H. (2014). *Applied Hydraulic Transients* (3rd ed.). Springer.
3. Karney, B.W. (1990). Energy relations in transient closed conduit flow. *Journal of Hydraulic Engineering*, 116(10), 1180-1196.
4. Wylie, E.B., & Streeter, V.L. (1993). *Fluid Transients in Systems*. Prentice Hall.
5. Moran, M.J., & Shapiro, H.N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (5th ed.). John Wiley & Sons.
6. Douglas, J.F., Gasiorek, J.M., Swaffield, J.A., & Jack, L.B. (2005). *Fluid Mechanics* (5th ed.). Pearson.
7. Massachusetts Institute of Technology. (2003). *Unified Engineering: Thermodynamics and Propulsion*. Chapter 6: Steady Flow Energy Equation. MIT OpenCourseWare.



Фиг. 1



Фиг. 2

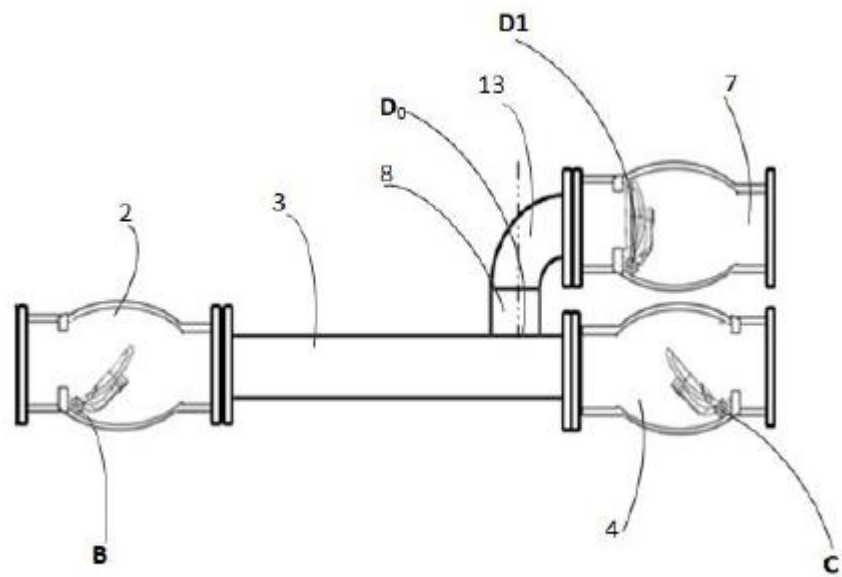


Fig. 3

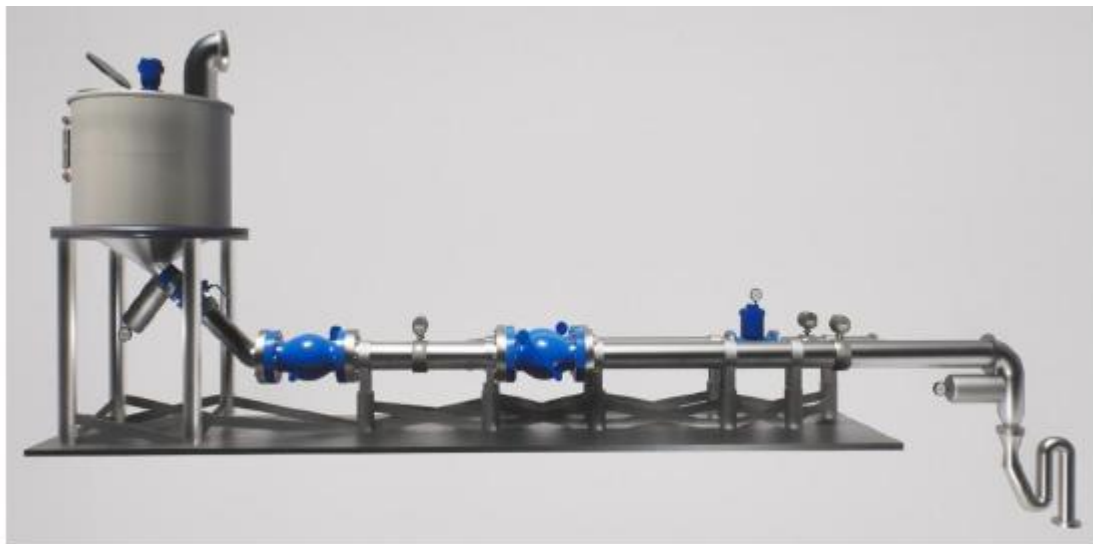
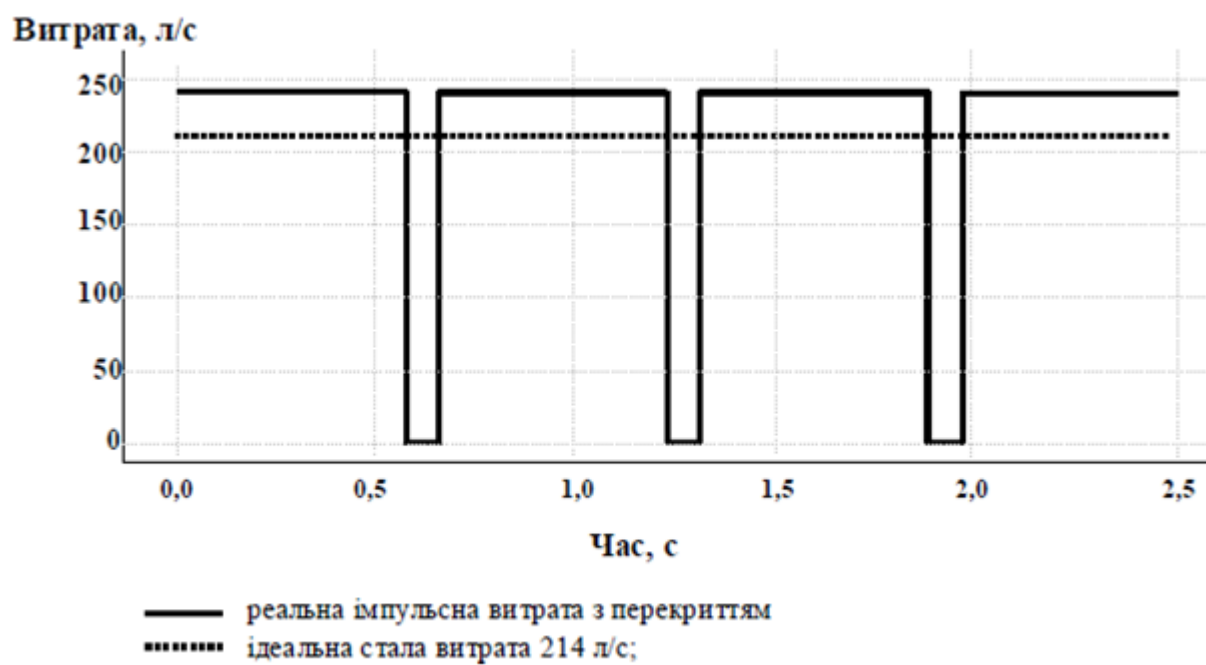


Fig. 4



Фіг. 5



Фіг. 6

Цикл N: | ██████████ | (0.66 с)
 Цикл N+1: | ██████████ | (0.66 с)
 ↑
 Затримання: 0,5462047 с.
 Перекриття: [████] (0,1137953 с)

Фіг. 7