

Обертюх Р. Р.

Архипчук М. Р.

*Вінницький  
національний  
технічний  
університет*

УДК 621.979.3+62-822+62-553

## ГЕНЕРАТОРИ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ІЗ ПАРАМЕТРИЧНИМ ПРИНЦИПОМ КЕРУВАННЯ ДРУГИМ КАСКАДОМ

*Рассмотрены принципиальные схемы новых двухкаскадных генераторов импульсов давления клапанного и золотникового типов в которых реализован параметрический принцип управления вторым каскадом. Определены направления использования этих генераторов для управления рабочим циклом гидромпульсного привода вибрационных и виброударных технологических машин.*

*Are examined the schematic diagrams of the new two-stage pulse generators of the pressure of valve and valve types in which it is realized the parametric principle controlling of the second cascade. The directions determinate of the use of these generators for control of the operating cycle of the hydraulic-impact drive of vibration and vibroimpact technological machines.*

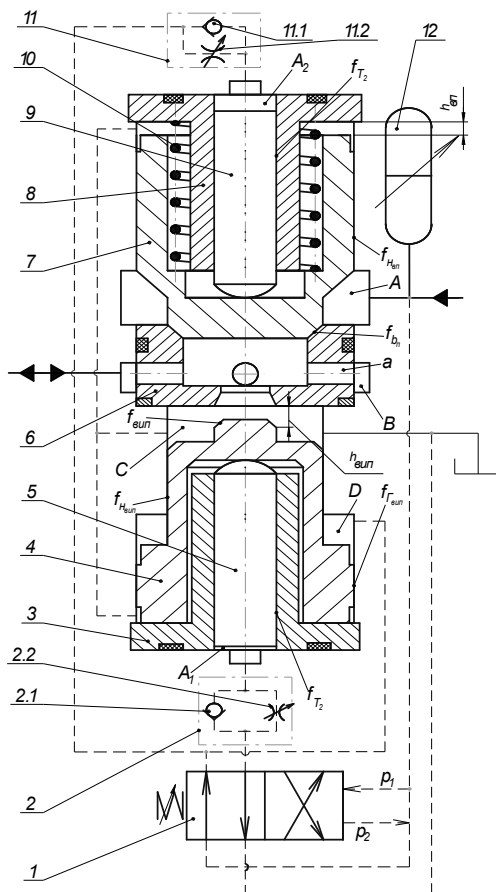
Впровадження сучасних високоефективних енергозощаджувальних вібротехнологій в різних галузях виробництва, зокрема для реалізації процесів пресування порошків, розкочування кілець підшипників, виготовлення ливарних форм і залізобетонних конструкцій, очищення деталей від окалини та іржі, зневоднення продуктів переробки сільськогосподарського виробництва, проведення прискорених ресурсних випробовувань вузлів машин та ін., ускладнюється через відсутність вібраційного технологічного обладнання, яке відповідає вимогам підприємств-користувачів з точки зору вартості, простоти експлуатації, можливості його регулювання та переналагоджування і мінімізації енерговитрат.

Наявне вібраційне технологічне обладнання, що застосовується на виробництві, достатньо різноманітне, головним чином, за рахунок використання різних типів вібраційних приводів (механічного, пневматичного, гідравлічного, електромагнітного, комбінованого тощо). Аналіз переваг та недоліків цих приводів показує, що в наш час суттєві переваги має гідропульсний привод, який дозволяє забезпечити високі робочі зусилля (до 320 кН та більше) і широкий діапазон регулювання параметрів вібрації (частоти – 1...100 Гц, амплітуди –  $(0,1...10)10^{-3}$  м) на виконавчій ланці вібраційних (ВМ) і

віброударних (ВУМ) технологічних машин, є простим та надійним в експлуатації і має невисоку металомісткість. Основною складовою частиною цього привода є генератор імпульсів тиску (ГІТ), який забезпечує керування режимом роботи вібраційної машини.

Діапазон регулювання і якісні показники вібронавантаження технологічного об'єкта в гідропульсних ВМ в першу чергу залежать від ступеня досконалості і технічних характеристик ГІТ, тому пошук нових схемних розв'язків генераторів та технологічне і конструкторське удосконалення їх окремих вузлів та деталей залишається актуальною задачею для дослідників і проектувальників обладнання з гідропульсним приводом. В багатьох працях [1...5], в яких розглядаються теорії різних видів вібраційних та віброударних технологічних процесів, практично відсутні аналітичні методи розрахунку оптимальних режимів вібронавантаження об'єктів технологічного впливу. Зазвичай такі режими для конкретних вібраційних технологій знаходяться експериментальним шляхом, для реалізації якого необхідні ВМ з широким діапазоном регулювання частоти і амплітуди вібрацій та форми силових імпульсів. Викладену задачу можна розв'язати за допомогою гідропульсних ВМ, привод яких оснащено ГІТ з широким діапазоном параметрів спрацювання

як під час прямого, так і під час зворотного ходів запірних елементів каскадів і в першу чергу другого. Структурна схема двокаскадного клапанного ГІТ такого типу зображена на рисунку 1, новизна якого захищена патентом України [6]. ГІТ складається з клапана (сервопривод) 1 першого каскаду, конструкція якого ідентична сервоприводу ГІТ, дослідженого в роботі [7], та другого каскаду. Другий каскад виконано у вигляді двох клапанів стаканного типу – впускного 4 та впускного 7, закриття яких здійснюється за допомогою двох штовхачів 5 та 9 однакового діаметра, розміщених в нерухомих грибоподібних втулках 3 і 8, ніжки яких розташовані в глухих осьових розточках клапанів 4 та 7. Впускний 7 та впускний 4 клапани звернуті запірними фасками до спільного сідла 6 назустріч один одному. Штовхачі 5 і 9, втулки 3 та 8, впускний 4 і впускний 7 клапани та сідло 6 розміщені на одній геометричній осі.



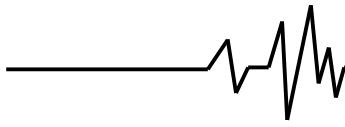
**Рис. 1. Принципова схема двокаскадного ГІТ клапанного типу з регуляторами швидкості руху впускного та впускного клапанів другого каскаду**

Початкова герметизація впускного клапана 7 забезпечується пружиною 10. Керування швидкостями відкриття впускного 4 та впускного 7 клапанів виконується за допомогою модулів 2 і 11 тонкого налагодження, складених із паралельно встановлених зворотного клапана та регульованого дроселя, відповідно, 2.1 та 2.2 і 11.1 та 11.2.

Енергоносій підводиться від гідронасоса привода в напірну порожнину А, в яку увімкнено цикловий гідроаккумулятор 12, безпосередньо сполучену внутрішнім гідроканалом в корпусі (умовно не показаний) другого каскаду ГІТ з напірною порожниною сервопривода 1.

Керівні порожнини А<sub>1</sub> впускного 4 та А<sub>2</sub> впускного 7 клапанів з'єднані з відповідними керівними порожнинами сервопривода 1 через модулі 2 і 11, а керівна порожнина D відкриття впускного клапана 4, що має грибокву форму, безпосередньо увімкнена внутрішнім гідроканалом у відповідну порожнину сервопривода 1.

До виконавчого гідродвигуна ГІТ підключається порожниною В за схемою „на вході”, а зливна гідролінія гідросистеми привода підведена в порожнину С. Вихідне положення впускного 4, впускного 7 клапанів другого каскаду та сервопривода 1, яке показано на рисунку 1, відповідає величині тиску в гідросистемі привода  $p_r < p_1$ . Збільшення тиску понад  $p_r \geq p_1$  спричиняє перемикання сервопривода 1 в праве (за рисунком) положення, за якого порожнина А<sub>1</sub> через сервопривод 1 і модуля 2 (головним чином його зворотного клапана 2.1) сполучається з напірною порожниною А, порожнина А<sub>2</sub> через дросель 11.2 і сервопривод 1 з'єднується зі зливною С, до якої через сервопривод 1 також підключається керівна порожнина D. Під дією тиску енергонсія в порожнині А<sub>1</sub>, що швидко зростає до рівня  $p_r \geq p_1$  внаслідок малого гідравлічного опору зворотного клапана, впускний клапан 4 закривається. Впускний клапан 7 починає відкриватись з деяким зсувом за фазою після закриття впускного 4, який обумовлений гідравлічним опором дроселя 11.2 і початковим зусиллям пружини 10. Швидкість руху впускного клапана 4 на шляху прямого ходу  $h_{вп}$  регулюється дроселем 1.2. Після розрядки циклового гідроаккумулятора 12 через відкритий впускний клапан 7 в порожнину В виконавчого гідродвигуна і зменшення тиску в гідросистемі привода до рівня  $p_r \leq p_2$  тиску „закриття” ГІТ, сервопривод 1 перемикається в початкове положення, що спричиняє зворотний хід з



різними швидкостями впускного 7 і випускного 4 клапанів. Швидкість зворотного руху на шляху  $h_{\text{вип}}$  випускного клапана 4 регулюється дроселем 2.2.

Якщо знехтувати тиском в зливній порожнині С ( $p_{\text{зл}} = 0$ ), то умови гідравлічної фіксації впускного 7 і випускного 4 клапанів у закритому положенні, відповідно, мають вигляд [8]:

$$p_{A_2} f_{T_2} + k_{\text{вп}} y_{o_{\text{вп}}} > p_A (f_{H_{\text{вп}}} - f_{\text{вп}}); \quad (1)$$

$$p_{A_2} f_{T_2} > p_B f_{\text{вип}}, \quad (2)$$

де  $p_A = p_{A_2} \geq p_1$  – тиск енергоносія в порожнинах А та  $A_2$ ;  $f_{T_2}$ ,  $f_{H_{\text{вп}}}$ ,  $f_{\text{вп}}$ ,  $f_{\text{вип}}$  – площі поперечного перерізу, відповідно, штовхачів 6 і 9, направляючого стакана впускного клапана 7, запірних фасок впускного 7 та випускного 4 клапанів;  $k_{\text{вп}}$ ,  $y_{o_{\text{вп}}}$  – відповідно, жорсткість та попередня деформація пружини 10;  $p_{A_1}$ ,  $p_B$  – тиск енергоносія в порожнинах  $A_1$  та В. В початковий момент відкриття впускного клапана 7  $p_{A_1} = p_B \geq p_1$ , а після переміщення виконавчої ланки привода на робочий хід –  $p_{A_1} = p_B \leq p_2$ . Фіксація випускного клапана 4 у відкритому положенні здійснюється прямою дією тиску на кільцеву площу грибка ( $f_{\Gamma_{\text{вип}}} - f_{H_{\text{вип}}}$ ) (тут  $f_{\Gamma_{\text{вип}}}$  і  $f_{H_{\text{вип}}}$  – площі поперечного перерізу, відповідно, грибка та напрямного стакана випускного клапана 4) з боку порожнини D.

Відкриття і закриття впускного клапана 7 реалізується за виконання умов, відповідно [8]:

$$p_A (f_{H_{\text{вп}}} - f_{\text{вп}}) \geq p_{A_2} f_{T_2} + k_{\text{вп}} y_{o_{\text{вп}}} \quad (3)$$

$$p'_{A_2} f_{T_2} + k_{\text{вп}} (y_{o_{\text{вп}}} + h_{\text{вп}}) > p'_A f_{H_{\text{вип}}}, \quad (4)$$

де  $p_A \geq p_1$ ;  $p_{A_2} < p_A$ ;  $p'_{A_2} < p_2$ ;  $p'_{A_2} \approx p'_A$ . Відкриття випускного клапана 4 гарантується за умови [8]:

$$p_D (f_{\Gamma_{\text{вип}}} - f_{H_{\text{вип}}}) > p_{A_1} f_{T_2}, \quad (5)$$

де  $p_D \geq p_1$ ;  $p_{A_1} < p_D$ .

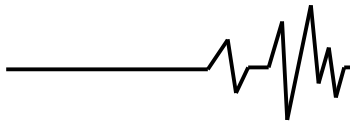
Аналіз процесу спрацювання описаного ГІТ за наведеними умовами (1)...(5) дозволяє зробити висновок: за незалежного регулювання

швидкостей відкриття випускного 4 та впускного 7 клапанів другого каскаду закриття впускного клапана 7 може здійснюватись з різними швидкостями відкриття випускного клапана 4, що певною мірою впливає на форму імпульсу тиску в порожнині виконавчого гідродвигуна привода.

Різниця умовних проходів впускного 7 та випускного 4 клапанів другого каскаду, обумовлена необхідністю запобігання передчасному відкриттю випускного клапана 4 (див. (2)) під час робочого ходу впускного клапана 7, дозволяє за рахунок нескладної конструктивної модернізації цього клапана і сідла 6 (рисунок 2 [9]) підвищити швидкість відкриття впускного клапана 7. Суть модернізації полягає тому, що на торці випускного клапана 7 з боку його запірної фаски утворено короткий циліндричний хвостовик, який за закритого положення впускного клапана 7 входить в центральний осьовий отвір сідла 6 із додатним перекриттям  $h_d = (0,5...1,0)$  мм золотникового типу, яке отримано додатковою розточкою  $A_3$  (проміжна порожнина) в сідлі 6, причому поверхні циліндричного хвостовика та осьового отвору сідла 6 спрягаються за ходовою посадкою 8...9 квалітету точності, а площі поперечного перерізу циліндричного хвостовика  $f_{\text{хв}}$  і запірної фаски  $f_{\text{вип}}$  випускного клапана 4 рівні одна одній. Таким конструктивним виконанням сідла 6 та впускного клапана 7 реалізується параметричний принцип відкриття клапана 7, оскільки на початку його прямого ходу тиск енергоносія в проміжній порожнині  $A_3$  через її малий об'єм практично миттєво урівноважується із тиском в напірній порожнині А. Внаслідок наявності додатного перекриття  $h_d$  відбувається розгін впускного клапана 7 під дією сили  $F_{\text{вп}}$ , середню величину якої можна оцінити за формулою:

$$F_{\text{вп}} = p_A (f_{H_{\text{вп}}} - f_{\text{хв}}) - (p_{A_2} f_{T_2} + k_{\text{вп}} y_{o_{\text{вп}}}). \quad (6)$$

Таким чином на момент з'єднання порожнин А та В, яка безпосередньо приєднана до порожнини виконавчого гідродвигуна ВМ чи ВУМ, впускний клапан 7 набуває значної швидкості руху на шляху прямого ходу і деяке зменшення тиску в напірній порожнині А, обумовлене приєднанням до неї порожнини виконавчого гідродвигуна, не уповільнює прямий хід впускного клапана 7 і не спричиняє небажаних його коливань на цьому шляху, що можливо для варіанта ГІТ, схема якого показана на рисунку 1, тобто зростає чіткість відкриття впускного клапана 7. Відносно

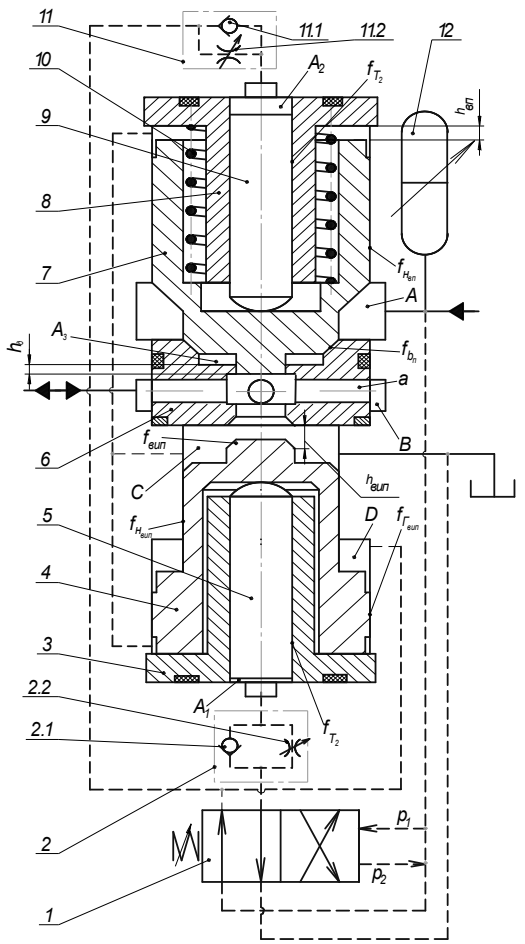


великий зазор в спряженні поверхонь циліндричного хвостовика та осьового отвору сідла 6 забезпечує нормальний, практично безударний, режим закриття впускного клапана 7, оскільки в момент посадки цього клапана на сідло 6 енергоносій дроселюється через цей зазор із порожнини  $A_3$  в порожнину В, яка на цей час вже за допомогою випускного клапана 4 приєднана до зливної порожнини С.

і клапана, сформованого на нижньому (за рисунками) торці золотника у вигляді циліндричного шипа з конічною запірною фаскою, висота  $b_k$  якої, з метою забезпечення потрібної зносостійкості пари клапан – сідло, розраховується за формулою, аналогічною отриманій в роботі[7]

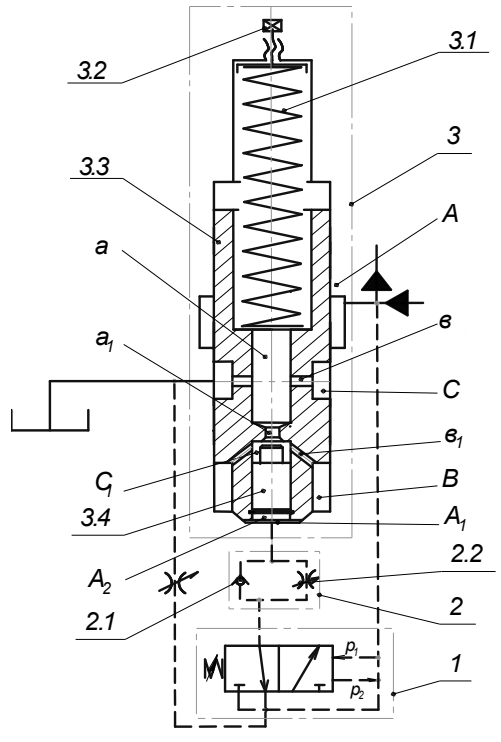
$$b_k \geq 1,38 d_{no} \left( \sqrt{\frac{k_{3.1} h_{3.3}}{d_{no}^2 \sigma_{np}} + 1} - 1 \right), \quad (7)$$

де  $d_{no}$  – діаметр вхідного отвору для сідла (на рисунках 3 і 4 умовно не показано) циліндричного шипа;  $k_{3.1}$  – жорсткість пружини 3.1 повернення золотника-клапана 3.3;  $h_{3.3}$  – хід золотника-клапана 3.3;  $\sigma_{np}$  – межа пружності матеріалу сідла.



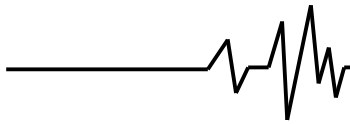
**Рис. 2. Принципова схема двокаскадного ГІТ клапанного типу з регуляторами швидкості руху впускного та випускного клапанів другого каскаду і підвищеною швидкістю відкриття**

Параметричний принцип відкриття можна використати для збільшення швидкості прямого ходу золотника другого (основного) каскаду в дво- та багатолінійних ГІТ золотниково-клапанного типу. Принципові схеми таких ГІТ, відповідно, дволінійного [10] і п'ятилінійного [11, 12] зображені на рисунках 3 та 4. Запірний елемент другого каскаду цих ГІТ є комбінацією золотника, відповідно, з одною (див. рисунок 3) та п'ятьма (див. рисунок 4) робочими кромками,



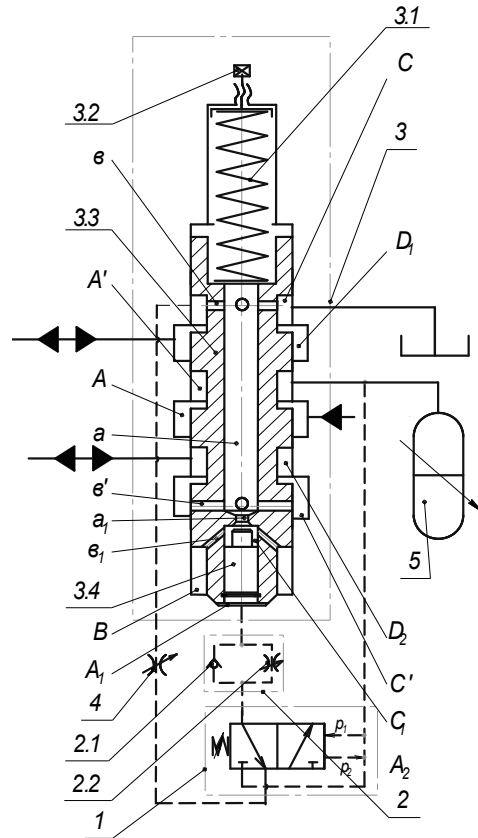
**Рис. 3. Принципова схема двокаскадного дволінійного ГІТ золотникового типу з параметричним принципом керування другим каскадом**

Діаметр шипа клапана виконується меншим за діаметр золотника, причому співвідношення між цими діаметрами диктується технологічними і конструктивними умовами та заданою швидкістю переміщення запірного елемента на шляху його прямого ходу.



Схематично ГІТ (див. рисунки 3 та 4) побудовані з трьох модулів – сервоприводів 1 (перших каскадів), блоків тонкого налагодження 2, складених із паралельно встановлених зворотного клапана 2.1 та регульованого дроселя 2.2, і основних золотниково-клапанних каскадів 3. З метою забезпечення оптимального режиму посадки золотника-клапана 3.3 на сідло в кінці його зворотного ходу в центральну осьову розточку шипа клапана з боку запірної фаски вмонтовано плунжерний ступінчастий клапан 3.4, хід якого обмежується розрізним пружинним кільцем 3.5. Сідло клапана 3.4 утворено перехідною поверхнею між розточкою розміщення його плунжерної (направляючої) частини і отвором  $a_1$ , з'єднаним центральним  $a$  і радіальними  $b$  отворами зі зливною порожниною С. Надклапанна (за рисунком) порожнина  $C_1$  косими отворами  $b_1$  в золотниково-клапані 3.3 сполучається з проміжною порожниною В де розміщується шип запірної частини другого каскаду ГІТ.

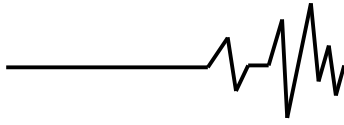
Початкова герметизація золотника-клапана 3.3 на сідлі здійснюється зусиллям пружини 3.1, яке регулюється гвинтом 3.2. За закритого сервопривода 1 клапан 3.4 відкритий і порожнина В через отвори  $b_1$ ,  $a_1$ ,  $a$  та  $b$  з'єднана із зливною порожниною С (в ГІТ, показаному на рисунку 4, друга зливна порожнина С з'єднана із основною зливною порожниною С через отвори  $b$  та  $a$ ). Всі інші з'єднання порожнин та гідроліній ГІТ у початковому положенні каскадів зрозумілі із рисунків 3 і 4. Після відкриття сервопривода 1 клапан 3.4 під дією робочого тиску  $p_1$  з боку порожнин  $A_1$  та  $A_2$  притискається до сідла і роз'єднує порожнини В та С. Внаслідок дії робочого тиску  $p_1$  на золотник-клапан 3.3 з боку порожнини  $A_1$ , останній відривається від сідла і дія тиску розповсюджується на всю площу поперечного перерізу золотника-клапана 3.3, що спричиняє різке зростання рухомого зусилля і швидке переміщення запірної частини другого каскаду ГІТ на величину робочого ходу  $h_{3.3}$ . Після здійснення робочого ходу виконавчої ланки ВМ чи ВУМ тиск в гідросистемі привода зменшується до рівня тиску  $p_2$  "закриття" ГІТ, сервопривод 1 повертається у початкове положення і золотник-клапан 3.3 під дією сили пружини 3.1 переміщується на шляху зворотного ходу, в кінці якого через стискання рідини порожнини В виникає перепад тиску між порожнинами  $C_1$  та  $A_2$ , який відкриває клапан 3.4, чим забезпечується чітка фіксація золотника-клапана 3.3 на сідлі.



**Рис. 4. Принципова схема двокаскадного п'ятилінійного ГІТ золотникового типу з параметричним принципом керування другим каскадом**

Важливою перевагою п'ятилінійного ГІТ (див. рисунок 4) є його комбінована схема приєднання до двох виконавчих гідродвигунів привода ВМ або ВУМ спочатку за схемою "на вході" (порожнина  $D_1$ ), а потім "на виході" (порожнина  $D_2$ ), чим практично забезпечується робота гідронасоса привода з постійним тиском рівним  $p_1$ , що суттєво підвищує його термін служби. П'ятилінійний ГІТ можна використати для керування гідроімпульсними приводами технологічних ВМ та ВУМ із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску [11, 12], які оснащені диференціальним виконавчим гідрочиліндром, поршнева порожнина якого приєднується до основного каскаду ГІТ за схемою "на вході", а штокова – за схемою "на виході".

Підсумовуючи викладене, можна зробити висновок: схемний пошук, розробка нових конструктивних схем ГІТ із застосуванням параметричного принципу підвищення швидкодійності основного каскаду є перспективним напрямком створення нових гідроімпульсних приводів ВМ та ВУМ з



розширеними технічними і технологічними можливостями.

### Література

1. Гончаревич И. Ф., Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии. – М.: Наука, 1981. – 320 с.

2. Иващенко В. В. Влияние инерционного нагружения на процесс вибрационного уплотнения порошковых материалов // Порошковая металлургия. – 1972. – №5. – С. 18–21.

3. Порошковая металлургия жаропрочных сплавов и тугоплавких материалов / В. С. Раковский, А. Д. Силаев, В. И. Ходкин и др. – М.: Металлургия, 1984. – 184 с.

4. Виброформование заготовок для получения изделий из монолитного поликристаллического карбида кремния на Броварском заводе порошковой металлургии / В. В. Иващенко, Г. Г. Гнесин, А. К. Гайдученко и др. // Порошковая металлургия. – 1976. – №7. – С. 96–99.

5. Рудь В. Д. Якісний аналіз схем віброформування сипучих матеріалів // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛДТУ. – 2002. – Випуск 11. – С. 245 – 248.

6. Пат. 7804 У, Україна, 7. МПК F15B21/12. Генератор імпульсів тиску / Р. Р. Обертюх., Р. Д., Іскович-Лотоцький, М. Р. Архипчук, Бернада М. А (Україна). – №20041109354; Заявл. 15.11.2004; Опубл. 15.07.2005, Бюл. №7. – С. 61.

7. Архипчук М. Р. Швидкодійний генератор імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних технологічних машин: Дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2005. – 214 с.: іл. – 46.

8. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р., Бернада М. А. Клапанний генератор імпульсів тиску з регуляторами швидкості руху запірних елементів другого каскаду // Вібрації в техніці та технологіях.– 2005–№1(39) – С.25 – 27.

9. Пат. 22520 У, Україна, F15B 21/00. Генератор імпульсів тиску/Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук, М. А. Мовчанюк (Україна). – № u200612405; Заявл. 27.11.2006; Опубл. 25.04.2007, Бюл. №5– С. 51.

10. Пат. 22670 У, Україна, F15B 21/00. Генератор імпульсів тиску / Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук, М. А. Мовчанюк (Україна). – № u200613034; Заявл. 11.12.2006; Опубл. 25.04.2007, Бюл. №5 – С. 51.

11. Обертюх Р. Р., Іскович-Лотоцький Р. Д., Архипчук М. Р. Мовчанюк М. А. Гідроімпульсні приводи технологічних вібромашин із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску // Промислова гідраліка і пневматика. – 2007. – №1(15). – С. 52 – 57.

12. Обертюх Р. Р., Іскович-Лотоцький Р. Д., Архипчук М. Р. Мовчанюк М. А. Нові гідроімпульсні приводи технологічних вібромашин із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – №3(109). Ч. 1. – С. 189 – 194.