

ПАРАМЕТРИЧНІ ОДНОКАСКАДНІ ГЕНЕРАТОРИ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ

Вінницький національний технічний університет; факультет Машинобудування та транспорту; кафедра Галузевого машинобудування

Анотація

Розглянуто конструктивні схеми однокаскадних генераторів імпульсів тиску (ГІТ) підвищеної пропускної здатності для керування гідроімпульсними приводами (ГІП) вібраційних технологічних машин і пристроїв. Базовою ланкою запропонованих ГІТ є запірний елемент з клапанною (фасковою) герметизацією, виконаний заодно або суміщений з пружною ланкою високої жорсткості, наприклад, прорізною (ПП) чи кільцевою (КП) пружинами. Підвищена пропускна здатність ГІТ досягається за рахунок значного зусилля попередньої деформації ПП чи КП та обмеження їх радіальних і осьових розмірів.

Ключові слова: генератор імпульсів тиску; гідравлічна ланка; гідроімпульсний привод; деформація; жорсткість; енергоносії; привод; подача; тиск.

Abstract

The constructive schemes of single-stage pulse pressure generators (GITs) of increased throughput for controlling the hydropulse drives (GIP) of vibration process machines and devices are considered. The basic link of the proposed GIT is a shutter element with a valve (facsimile) seal, made at the same time or combined with an elastic link of high stiffness, for example, a slit (PP) or ring (KP) springs. The increased capacity of the GIT is achieved due to the considerable efforts of the previous deformation of the PP or KP and their limited radial and axial dimensions.

Keywords: pressure pulse generator; hydraulic link; hydropulse drive; deformation; rigidity; energy carriers; actuator; innings; pressure.

Вступ

Однією з основних переваг гідроімпульсних пристроїв, наприклад, для віброрізання (ВР) та поверхневого деформаційного зміцнення деталей (ПДЗД), перед пристроями з іншими типами приводів (механічним, пневматичним, електричним тощо) є його малі габарити за значної енергоефективності. Ця перевага досягнута за рахунок використання в силових і розподільних ланках (ГІТ) пристроїв пружин високої жорсткості, таких як прорізні (ПП), тарілчасті (ТП) та кільцеві (КП) пружини [1 – 4], які, з метою мінімізації габаритів пристроїв, суміщаються або виготовляються як одна деталь з їх силовими та розподільними (ГІТ) ланками.

Зазвичай, в гідроімпульсних пристроях для ВР та ПДЗД використовуються однокаскадні ГІТ параметричного типу з клапанною (фасковою) та золотниковою герметизацією, відповідно, першого та другого ступенів герметизації запірного елемента (ланки) ГІТ [5]. Пропускна здатність Q ГІТ визначається його умовним проходом d_y , який регламентується діаметрами ступенів герметизації ГІТ, відповідно, першого – d_1 та другого – d_2 і від'ємним перекриттям h_e золотникового ступеня герметизації, яка досягається величиною додатного перекриття h_o . Для надійної роботи ГІТ і прийнятної точності спряження його запірного елемента, як правило, $h_o = 2...3$ мм, а $h_e \approx h_o$ і його повний хід $h = h_o + h_e$. Зважаючи на відносно малу осьову деформацію одного елемента (кільця чи тарілки) ПП, КП чи ТП для того щоб забезпечити потрібний хід h запірного елемента ГІТ за номінального значення його тиску «відкриття» p_1 (зазвичай $p_1 = 10$ МПа [6]) необхідно збільшувати число елементів цих пружин, а це за вказаного значення p_1 та прийнятної попередньої деформації пружин зменшує умовний прохід ГІТ. Намагання за описаних умов використати короткі пружини високої жорсткості спричиняє в поперечних перерізах їх елементів напруження, що можуть суттєво перевищувати допустимі, що приводить до поломок цих пружин і виходу з ладу ГІТ та пристрою в цілому.

Із викладеного можна зробити висновок, що одним із можливих шляхів підвищення пропускної здатності однокаскадних ГІТ на базі пружинних елементів високої жорсткості є зменшення ходу

запирного елемента ГТТ за рахунок виключення або суттєвого зменшення його додатного перекриття h_d .

Мета роботи – підвищення пропускної здатності однокаскадних ГТТ на базі пружних елементів високої жорсткості шляхом нового конструктивного розв’язку другого ступеня герметизації запирного елемента (ланки) ГТТ.

Описання нових конструктивних розв’язків параметричних однокаскадних ГТТ підвищеної пропускної здатності

Конструктивна схема однокаскадного ГТТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на виході» [5, 6] до силової ланки (гідрочиліндра тощо) гідроімпульсного привода (ГІП), зображена на рис. 1.

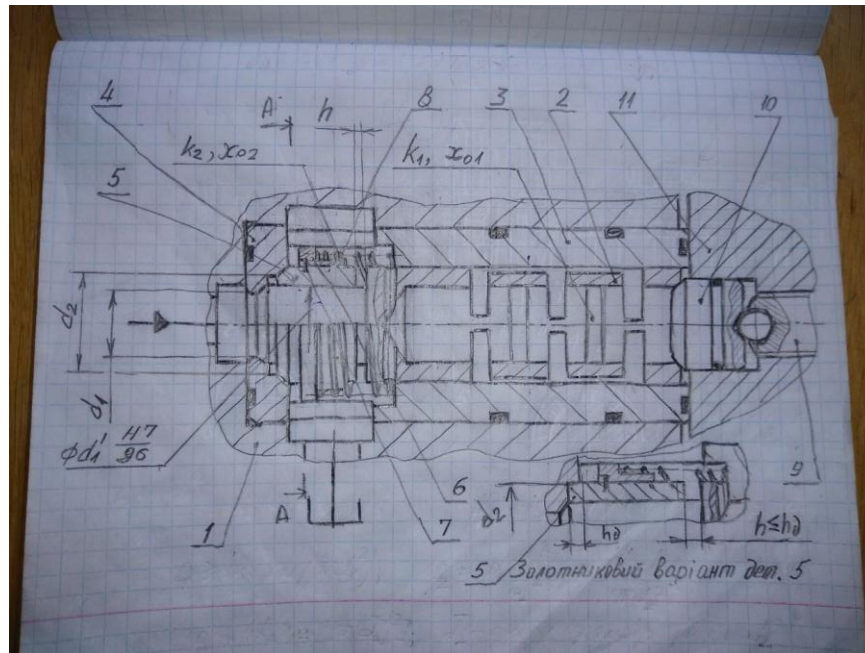


Рисунок 1 – Конструктивна схема однокаскадного ГТТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на виході»

Запирний елемент 2 ГТТ у вигляді конусного клапана сумішеного з ПП, розміщений в гільзі 3, встановлений в корпусі 1 генератора, контактує по конічній фасці з сідлом 4, яке розташовано в тій же розточці що й гільза 3. Гільза 3 та сідло 4 в осьовому напрямку зафіксовано кришкою 11 ГТТ. В кришці 11 встановлено плунжер 10, лівий сферичний (за креслеником) торець якого впирається в опорне кільце ПП, а правий торець контактує з гвинтом регулятора попередньої деформації ПП (тиску «відкриття» p_1 ГТТ).

Перший ступінь герметизації ГТТ здійснюється по середньому діаметру d_1 контакту конусної частини запирного елемента 2 з сідлом 4, а другий ступінь герметизації генератора по середньому діаметру d_2 реалізовано втулкою-клапаном 5, який внутрішнім отвором спрягається по діаметру d'_1 з циліндричною частиною конусного клапана запирного елемента 2 за точною ходовою посадкою, що вказана на рис. 1. Довжина спряження поверхонь втулки-клапана 5 та циліндричної частини конусного клапана запирного елемента 2 розвинута (не менше $(0,8 \dots 1,0) d'_1$), що забезпечує високу герметичність в момент відкриття ГТТ.

Початковий контактний тиск на поверхні спряження притертих фасок втулки-клапана 5 та сідла 4 забезпечується зусиллям витої пружини 8, яка діє на втулку-клапан 5 через ступінчасту втулку 6, що розташована на зовнішній поверхні втулки-клапана 5, та пружинне запирне кільце (шайбу). Між плоским (правим за креслеником) торцем втулки-клапана 5 та буртом ПП утворено зазор $h < h_d$.

Ущільнення гільзи 3, сідла 4 та плунжера 10 здійснюється гумовими кільцями круглого перерізу, які на рис. 1 умовно не позначені позиціями.

Золотниковий варіант організації другого ступеня герметизації генератора по діаметру d_2 показано на рис.1, де $h \leq h_0$.

Тиски робочої рідини (енергоносія) під час відкриття p_1 та закриття p_2 ГТ і початковий контактний тиск p_k у фасковому спряженні втулки-клапана 5 з сідлом 4 розраховуються за відомими залежностями [5, 6]:

$$p_1 \geq 4 k_1 x_{01} / (\pi d_1^2) \approx 0,785 k_1 x_{01} d_1^{-2}; \quad (1)$$

$$p_2 \leq p_1 d_1^2 d_2^{-2} + 0,785 k_1 h_0 d_2^{-2}; \quad (2)$$

$$p_k = 4 k_2 x_{02} / (\pi d_2^2) \approx 0,785 k_2 x_{02} d_2^{-2}, \quad (3)$$

де k_1, k_2, x_{01}, x_{02} – відповідно, жорсткості та попередні деформації ПП і витої пружини 8.

За досягнення в напірній порожнині ГТ (див. підвід енергоносія, позначений рівностороннім зафарбованим трикутником) тиску «відкриття» p_1 , запірний елемент 2 починає рухатись, його герметичність порушується і енергоносій під тиском $p_r \geq p_1$ (тут p_r – поточний тиск в напірній порожнині ГТ) діє втулку-клапан 5, який, швидко переміщуючись, проходить відстань h , впирається в бурт ПП, відкриває запірний елемент 2 на величину від'ємного перекриття h_0 , і фіксує його в цьому положенні. Напірна порожнина ГТ з'єднується зі зливною (гідробаком), тиск енергоносія в гідросистемі ГТ зменшується до рівня p_2 , що спричиняє переміщення запірного елемента 2 та втулки-клапана 5 в початкове положення, відповідно, під дією ПП та витої пружини 8. Далі робочий цикл повторюється і в гідросистемі пристрою, привода машини тощо, що керується описаним ГТ, генеруються імпульси тиску амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$ та частотою ν , максимальна величина якої визначається конструктивними параметрами ГТ і величиною підведеного потоку енергоносія, зазвичай, це подача Q_n гідронасоса.

Зменшення ходу запірного елемента 2 до рівня h_0 та інша схема конструктивного розв'язку другого ступеня герметизації ГТ дозволяє суттєво скоротити число елементів і довжину ПП (чи КП) та забезпечити збереження робочих напружень в елементах цих пружин на допустимому рівні. Це збільшує робочі зусилля ПП (КП) за відносно прийнятних їх габаритів, що за використовуваних [5, 6] у ГТ рівнях тисків «відкриття» p_1 ГТ потребує збільшення умовного проходу генератора (діаметра d_1), а це, відповідно, приводить до зростання пропускної здатності однокаскадних ГТ.

На рис. 2 показана конструктивна схема однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на вході» [5, 6] до силової ланки (гідроциліндра тощо) гідроімпульсного привода (ГІП).

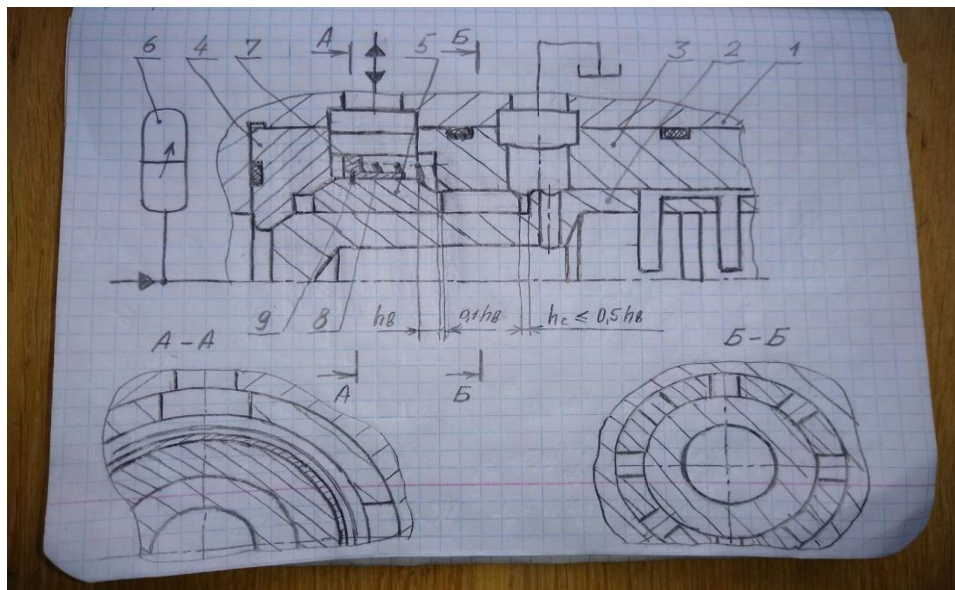


Рисунок 1 – Конструктивна схема однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на вході»

ГТ за цією схемою від розглянутої відрізняється конструкціями гільзи 3 та втулки-клапана 5, на обох торцях якої утворені герметизуючі конусні фаски, які по чергово взаємодіють – ліва (за

креслеником) з відповідною фаскою сідла 4 (другий ступінь герметизації ГТ), права з фаскою, організованою на торці внутрішньої (зліва за креслеником) розточки гільзи 3. Крім того функціонування ГТ за схемою приєднання «на вході» можливо лише за наявності в напірній гідролінії циклового гідроакумулятора 6, що заряджається тільки на один робочий цикл ГТ (один хід виконавчого гідродвигуна пристрою, ГПП тощо). Для реалізації схеми «на вході» в корпусі 1 та гільзі 3 виконано дві ізольовані розточки, одна з яких приєднується до виконавчої ланки ГПП, а друга до гідробака.

В початковому положенні запірний елемент 2, який схематично такий же як і розглянутій вище конструкції ГТ (див. рис. 1) і відрізняється тільки розмірами клапанної частини, розточки в гільзі 3 через від'ємне перекриття h_e та повздовжні пази на хвостовику втулки-клапана 5 (див. рис. 2 та перетин Б – Б) з'єднуються. На правій частині (за креслеником) хвостовика втулки-клапана 5 є маленьке додатне перекриття довжиною $0,1 h_e$, яке мінімізує перетікання енергоносія з напірної порожнини ГТ в зливну в момент перемикання втулки-клапана 5. Для надійного відкриття запірний елемент 2 на хід h_e зазор h_c між торцем хвостовика втулки-клапана 5 та буртом ПП не повинен перевищувати величину $h_c \leq 0,5 h_e$. Принцип роботи ГТ за схемою приєднання «на вході» відрізняється від принципу функціонування ГТ за схемою приєднання «на виході» тим, що зменшення тиску енергоносія до рівня p_2 під час перемикання генератора здійснюється внаслідок розрядки циклового гідроакумулятора 6 та ходу виконавчого гідродвигуна пристрою, ГПП тощо.

Висновки

1. Новий конструктивний розв'язку другого ступеня герметизації ГТ у вигляді рухомої втулки-клапана дозволяє зменшити хід запірний елемент ГТ до рівня h_e , суттєво скоротити число елементів і довжину ПП (чи КП) без збільшення робочих напружень в елементах цих пружин вище допустимого рівня та збільшити внаслідок цього робоче зусилля ПП (КП).

2. Значне робоче зусилля ПП (КП) за прийнятних габаритів цих пружин та використовуваних у ГПП рівнях тисків «відкриття» p_1 ГТ потребує збільшення умовного проходу однокаскадних генераторів, що підвищує їх пропускну здатність та наближує за технічними параметрами цей тип ГТ до двокаскадних генераторів імпульсів тиску, які складніші за конструкцією і більші за габаритами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Обертюх Р. Р. Особливості розрахунку та проектування силових ланок гідроімпульсних пристроїв для вібраційного різання та поверхневого зміцнення, виконаних у вигляді комбінації поршня з прорізною пружиною та золотника з прорізною пружиною / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, М. В., О. В. Поліщук // Наукові нотатки, Луцьк, Випуск 42, 2013. С. 193 – 202.

2. Обертюх Р. Р. Віброударні гідроімпульсні пристрої підвищеної швидкодії для динамічного деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску./ Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, М. В. Марущак // Наукові нотатки, Луцьк, Випуск 59, 2017, С. 204 – 211.

3. Обертюх Р. Р. Віброударний пристрій з гідроімпульсним приводом підвищеної швидкодії та ефективності для деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, М. В. Марущак // Вісник машинобудування та транспорту, м. Вінниця № 1, 2017. – С. 63 – 71.

4. Пат. № 103682 Україна, МПК (2015, 12) B24B39/04. Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Марущак М. В.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. Опубл. 25. 12. 2015. Бюл. № 24.

5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин : монографія / Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. – Вінниця : УНІВЕРСУМ – Вінниця 2008. – 171 с.

6. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.

Роман Романович Обертюх – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри Галузевого машинобудування, Вінницький національний технічний університет.