

УСТАНОВКА ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ІМПУЛЬСНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ НА БАЗІ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДУ

<https://doi.org/10.23939/istcipa2023.59.098>

© Слабкий А. В., Котик С. І., 2025

Постановка проблеми та мета роботи. Відсутність методології дослідження впливу імпульсних навантажень на матеріали є проблемою машинобудування, що ускладнює створення конструкцій з мінімальними запасами міцності. Мета роботи – розробити конструкцію приводу експериментальної установки з адаптивною системою керування для дослідження дії таких навантажень на конструкційні матеріали. **Методика роботи.** Методика роботи полягає у теоретичному аналізі наявних стендів та розробці нової конструктивної схеми на базі гідроімпульсного приводу. Запропоновано установку з гідроаккумулятором для формування імпульсів та розроблено конструкцію вібратора з вбудованим генератором імпульсів тиску й адаптивною системою керування. **Результати.** Сформульовано технічні вимоги до імпульсних випробувальних установок. Розроблено принципову схему приводу, який можна встановлювати на наявні машини, та запропоновано конструкцію гідроімпульсного вібратора з адаптивною системою для підтримки сталих параметрів навантаження. **Наукова новизна та практичне значення.** Наукова новизна полягає в застосуванні гідроімпульсного приводу з адаптивною системою для випробувань матеріалів, що не описано в літературі. Практичне значення полягає у можливості модернізації випробувальних машин для отримання даних про поведінку матеріалів під дією імпульсних навантажень, що дасть змогу точніше проектувати конструкції. **Напрями подальших досліджень за тематикою статті.** У подальших дослідженнях потрібно створити прототип установки та провести експерименти для визначення механічних властивостей матеріалів під дією імпульсних навантажень, щоб верифікувати теоретичні розробки.

Ключові слова: імпульсне навантаження, гідроімпульсний привід, випробувальний стенд, механічні властивості, адаптивна система керування, генератор імпульсів тиску.

Вступ. Постановка проблеми

Всебічний розвиток техніки потребує регулярного вдосконалення технічних рішень та технологій виготовлення машин і механізмів. Покращення технічних та економічних характеристик наявного обладнання доцільно здійснювати в напрямку повного використання ресурсу конструктивних матеріалів, тобто під час розробки конструкції застосовувати мінімально можливі запаси міцності. Для забезпечення мінімально можливих запасів міцності розробники враховують властивості і характеристики конструктивних матеріалів та режими роботи. Проте у вітчизняному машинобудуванні немає методології, яка б враховувала повною мірою особливості різних форм ударних, вібраційних, імпульсних та віброударних навантажень. Тому одним із завдань є дослідження впливу імпульсних навантажень на конструктивні матеріали та визначення механічних властивостей конструкційних матеріалів під дією різних типів навантажень, зокрема імпульсних. Для цього потрібно розробити науково обґрунтовані заходи щодо розробки випробувального обладнання для дослідження імпульсного навантаження та спроектувати відповідне дослідне обладнання.

Оскільки використання гідроімпульсного приводу в машинах для дослідження механічних властивостей матеріалів у технічній літературі не описано, то теоретичне і експериментальне дослідження динамічних та інших процесів у таких машинах є важливим науковим та практичним завданням.

Постановка проблеми

Для проведення випробувань деталей та складальних одиниць машин на міцність і довговічність в умовах, що відтворюють виробничі умови, широко використовуються вібростенди різноманітних конструкцій: механічні, електричні, пневматичні, гідравлічні та комбіновані вібростенди [1–5, 11]. Використання вібростендів з гідроприводом, незважаючи на іншій значний обсяг та потребу у допоміжних пристроях для повернення зворотного ходу, характеризуються розрахунковими значеннями амплітуди, частоти та перевантаження. Аналіз експлуатації вібростендів та їх виробництва показав, що найбільш економічними є вібростенди з гідроприводом.

Загалом випробувальний стенд із гідроімпульсним приводом (ГІП) – це пристрій, в якому колювання виконавчого елемента, представленого підпружиненим вібростолом, генеруються пульсуючим потоком робочої рідини. Потік керується спеціальним автоматизованим гідророзподільником, що виконує функцію генератора імпульсів тиску.

Стенди з ГІП мають високі техніко-економічні характеристики, зокрема компактні розміри, невелику масу та широкий діапазон регулювання вібраційних параметрів – частоти, амплітуди та прискорення. Ці характеристики відповідають сучасним вимогам промислового обладнання.

Завдяки високій питомій потужності, компактності, можливості уніфікації та широкому діапазону регулювання параметрів вібрацій, а також зниженому рівню шуму, стенди з ГІП є найефективнішим вибором для проведення випробувань у різних галузях промисловості.

Аналіз останніх досліджень

Дію імпульсного типу навантаження на конструкції та матеріали широко досліджують як вітчизняні, так і іноземні дослідники [6–9]. Зокрема, в роботі [6] досліджується динамічна поведінка балки, яка лежить на однобічній пружній основі, що здатна чинити опір лише стисканню (балка може відриватися від основи). Автори аналізують рух балки під дією короткочасного силового імпульсу, розділивши його на два етапи: контакт з основою та вільні коливання після відриву. Ключовий результат статті полягає у виявленні “динамічного ефекту несиметрії”. Через однобічний характер опори максимальний прогин балки вгору (у напрямку, протилежному до дії імпульсу) після розвантаження може бути значно більшим, ніж її початковий прогин вниз під дією навантаження. Те саме стосується згинальних моментів та напружень. Ефект залежить від пружних і масових характеристик системи та тривалості імпульсу, але не від його амплітуди. Показано, що цей ефект є більш вираженим для балок із шарнірним обпиранням, ніж із жорстким затисненням. В роботі [7] обґрунтовано застосування імпульсного навантаження для підвищення ефективності роботи пристрою для вивільнення прихопленої колони труб. У дослідженні [8] розглядаються особливості числового моделювання прогнозованого руйнування кріпильних елементів спеціальної ракетної конструкції під дією заданого газодинамічного імпульсного навантаження.

В роботах закордонних дослідників, зокрема в [9, 10], показано вплив імпульсних навантажень, які викликають складні та часто неінтуїтивні зміни в механічній поведінці металів. Автори робіт встановили технологічні умови, за яких імпульсне навантаження підвищує пластичність та втомну міцність на прикладі алюмінієвого сплаву 2024-T351.

Постановка завдання

Ґрунтуючись на досвіді розробки та експлуатації вібраційних та віброударних машин, на базі гідроімпульсного приводу розробити конструкції приводу експериментальної установки для дослідження дії імпульсного навантаження на конструкційні матеріали з адаптивною системою забезпечення заданого режиму навантаження. Випробувальні стенди на базі гідроприводу забезпечують параметри вібронавантаження від 0...160 Гц та амплітуду від 0...40 мм [11–14]. Також гідроімпульсний привід з адаптивною системою керування тиску відкриття генераторів імпульсів тиску дасть змогу імітувати складно просторові імітаційні дослідження.

Виклад основного матеріалу

Для випробувань обладнання, яке працює в екстремальних умовах, потрібні стенди, здатні створювати інтенсивні короткочасні силові навантаження, наприклад, стенди для дослідження ударної дії на дослідний об'єкт. Найпростішими у використанні є стенди з вільним падінням вібростолу, які використовують кінетичну енергію останнього [11] (рис. 1):

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T} = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (1)$$

де k – коефіцієнт жорсткості пружини, а m – маса падаючого тіла. Пікове значення прискорення a_0 визначається власною частотою ω_0 коливань системи “пружина – маса” та швидкістю v_0 у момент контакту падаючого тіла з деформованим елементом: $a_0 = \omega_0 \times v_0$.

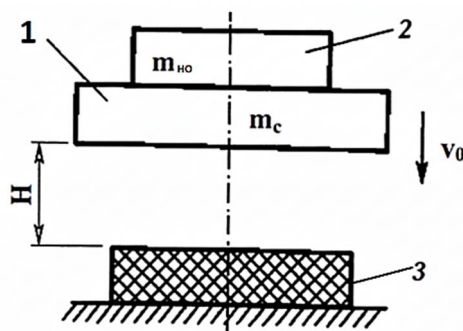


Рис. 1. Схема стенда для випробувань із фіксованою основою та недемпфованою прокладкою

Fig. 1. Schematic of the test rig with a fixed base and an undamped pad

Тривалість дії ударного імпульсу τ , тобто час між початком і завершенням ударного процесу, відповідає половині періоду T .

$$\tau = \frac{T}{2} = \pi \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (2)$$

Процес формування напівсинусоїдального ударного імпульсу за допомогою ідеальної пружини (лінійної пружини без демпфування) можна описати розрахунковою схемою (рис. 2). На ній v_+ і v_- позначають швидкості після відскоку і під час зіткнення відповідно, а Δv – зміну швидкості. Амплітуда ударного імпульсу [11]

$$J = m \int_0^\tau a_0(t) dt = m \Delta v. \quad (3)$$

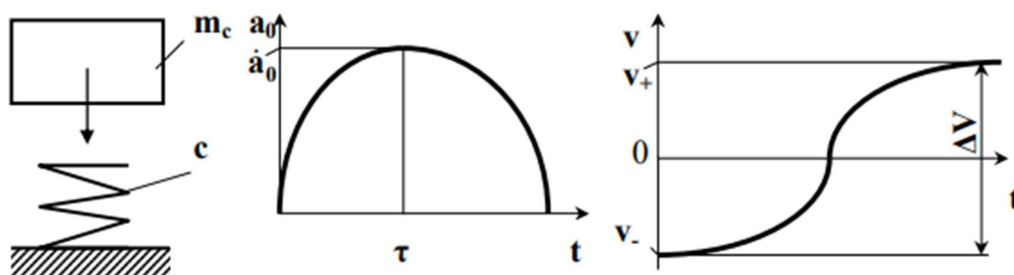


Рис. 2. Схема створення напівсинусоїдального ударного імпульсу з ідеальною (недемпфованою) пружиною

Fig. 2. Schematic of generating a half-sine shock pulse with an ideal (undamped) spring

Для всіх ударних імпульсів добуток пікового значення прискорення на тривалість імпульсу залежить лише від приросту швидкості в період між зіткненням і відскоком, а не від початкової швидкості v_0 рухомої маси, тобто:

$$a_0 \cdot \tau = k \cdot \Delta v = k \int_0^{\tau} a_0(t) dt, \quad (4)$$

де k – коефіцієнт відновлення. Під час пружного удару приріст швидкості дорівнює [11], а сила, що діє на випробуваний об'єкт (ВО) в момент удару:

$$P_{\text{вот}} = m_{\text{во}} a_0 t. \quad (5)$$

Тривалість ударного імпульсу вібростолю з прикріпленням на ньому випробуваним об'єктом:

$$\tau = \pi \sqrt{\frac{m_c}{c}} \cdot \sqrt{1 + \frac{m_{\text{во}}}{m_c}}. \quad (6)$$

З рівняння (6) випливає, що за використання пружних елементів з лінійними характеристиками тривалість імпульсу збільшується зі збільшенням маси випробуваного об'єкта і зменшується зі зростанням жорсткості пружного елемента. Пружні елементи, що використовуються в ударних стендах, можуть поглинати значну кількість енергії. Демпфірування призводить до того, що зміна ударного імпульсу з часом стає несиметричною (рис. 3), при цьому швидкості зіткнення та відскоку значно відрізняються за абсолютними значеннями. Швидкість відскоку зазвичай менша, а приріст швидкості

$$\Delta v = k \cdot v_-(0), \quad 1 \leq k \leq 2. \quad (7)$$

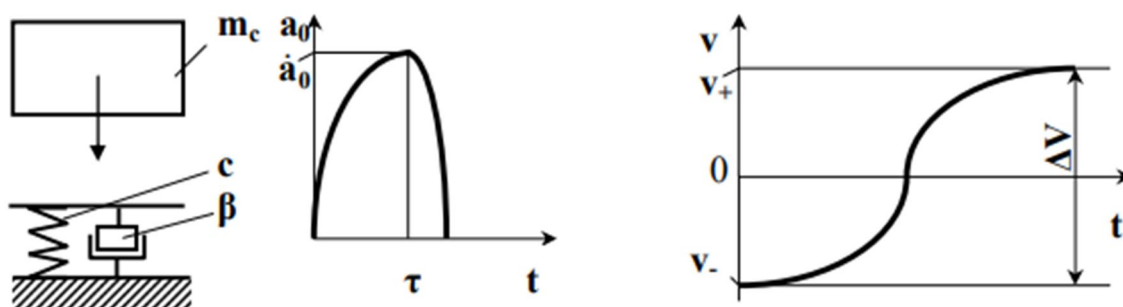


Рис. 3. Схема створення несиметричного ударного імпульсу з демпфіруванням пружним елементом
Fig. 3. Schematic of generating an asymmetrical shock pulse with a damped elastic element

Враховуючи вище наведені залежності, доцільно під час проєктування дослідної установки для випробування імпульсного навантаження конструкційних матеріалів використовувати для збільшення тривалості імпульсу конструктивну схему приводу з гідроаккумулятором та без застосування пружних елементів.

Приклади застосування гідроімпульсного приводу для випробувальних стендів на час наробітку до відмови гідравлічної гідроапаратури, дослідження удару, вібраційного та віброударного навантаження були реалізовані та впроваджені у виробництво [11]. Це підтверджує перспективність побудови випробувальних установок для дослідження імпульсного впливу на конструкційні матеріали.

Враховуючи досвід проєктування та експлуатації машин на базі гідроімпульсного приводу з врахуванням сучасних вимог, які ставляться до випробувального обладнання на імпульсне, вібраційне та віброударне навантаження на базі гідроімпульсного приводу, на нашу думку, доцільно під час розробки нових конструкцій забезпечувати такі вимоги:

- плавне регулювання зміни параметрів навантажень: зусилля, амплітуда, частота, форми імпульсів;

- забезпечення різних форм імпульсу навантаження, зокрема згідно зі стандартом МІЛ810Н
- напівсинусоїдальної, трикутної, прямокутної, початковий пік, кінцевий пік – типові форми класичного ударного імпульсу;
- діапазон частот вібронавантаження від 0 до 200 Гц;
- амплітуду вібронавантаження від 0 до 5 мм;
- адаптивне підтримування параметрів навантаження на виконавчі органи стенду;
- здатність приводу та системи керування відпрацьовувати задані алгоритми випробування в автоматичному режимі;
- живлення стенду треба виконувати від автономної гідронасосної станції, обладнаної контрольно-регулювальною гідроапаратурою та регулятором витрат;
- гідролінії, напірну та зливну, які з'єднують систему: гідростанція → ГПТ → гідродвигун, виконувати мінімально короткими.

На рис. 4 представлено принципову схему приводу установки для випробовування імпульсними навантаженнями на базі гідроімпульсного приводу. Пропонована установка є додатковим устаткуванням, яке встановлюється на серійні випробувальні установки механічних властивостей матеріалів без зміни конструкції наявної машини. В корпусі 1 (див. рис. 4) гідроциліндра 5 розміщено поршень 2, до штоку 3 закріплено дослідний зразок. Гідроімпульсний привід випробувальної установки встановлено за схемою “на вході” [14], яка оснащується трилінійним (триходовим) ГПТ. Привід містить в напірній лінії цикловий гідроаккумулятор 3, який забезпечує акумулювання енергії лише на один робочий хід поршня 2. Середня витрата енергоносія Q_a під час зарядки гідроаккумулятора 3 розраховується за залежністю:

$$Q_a = DW_a / t_g, \quad (8)$$

де DW_a – об'єм енергоносія, що подається гідроаккумулятором 1 в порожнину A за час t_g відкриття ГПТ 1, який становить $(0,25...0,33) \times T$, де T – період коливань запірного елемента другого каскаду ГПТ [14].

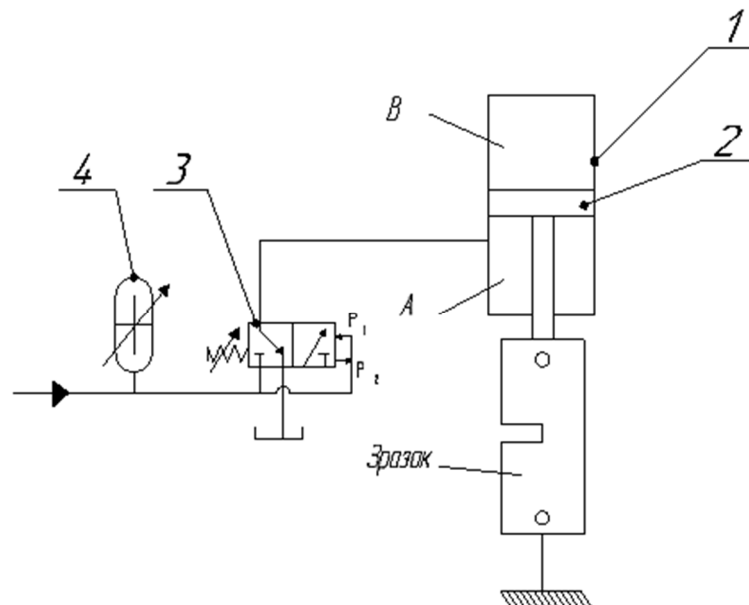


Рис. 4. Принципова схема приводу установки для випробовування імпульсними навантаженнями на базі гідроімпульсного приводу

F
i
g
S
c
h
e

Така конструкція приводу дає змогу забезпечити малий об'єм напірної порожнини порівняно з величиною середньої витрати енергоносія Q_a . Це забезпечить високу крутизну переднього фронту імпульсу тиску енергоносія в напірній порожнині, з якою внаслідок невеликого гідравлічного опору зливної гідролінії співмірна крутизна заднього фронту імпульсу тиску. Таким способом у порожнині A генеруються короткочасні імпульси тиску з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$, які викликають імпульсне навантаження на дослідний зразок. Застосування в конструкції одноциклового акумулятора дасть змогу корегувати форму імпульсу навантаження, зокрема часу “вистою” запірного елемента ГІТ.

Амплітуда навантаження (a_{zu}) виконавчої ланки визначається подачею насосної станції DW_a , що можна оцінити за залежністю:

$$a_{zu} = DW_a / f_{nl}, \quad (9)$$

де f_{nl} – площа поперечного перерізу поршня 2 гідроциліндра.

Частота імпульсів тиску енергоносія визначається гідромеханічними характеристиками генератора імпульсів тиску, подачею гідронасосу та гідроакумулятора 3.

За принциповою схемою, яка зображена на рис. 4, можна досліджувати дію імпульсних навантажень на стиск та розтяг матеріалів, змінюючи подачу енергоносія чи в порожнину A , чи B .

Для забезпечення однакових параметрів навантаження під час механічних досліджень натурних зразків для коректності експериментальних досліджень, на нашу думку, доцільно використовувати привід з адаптивною системою керування, яка забезпечить сталість параметрів навантаження.

На рис. 5 представлено конструктивну схему гідроімпульсного вібратора з вбудованим генератором імпульсів тиску з адаптивною системою керування, який працює так.

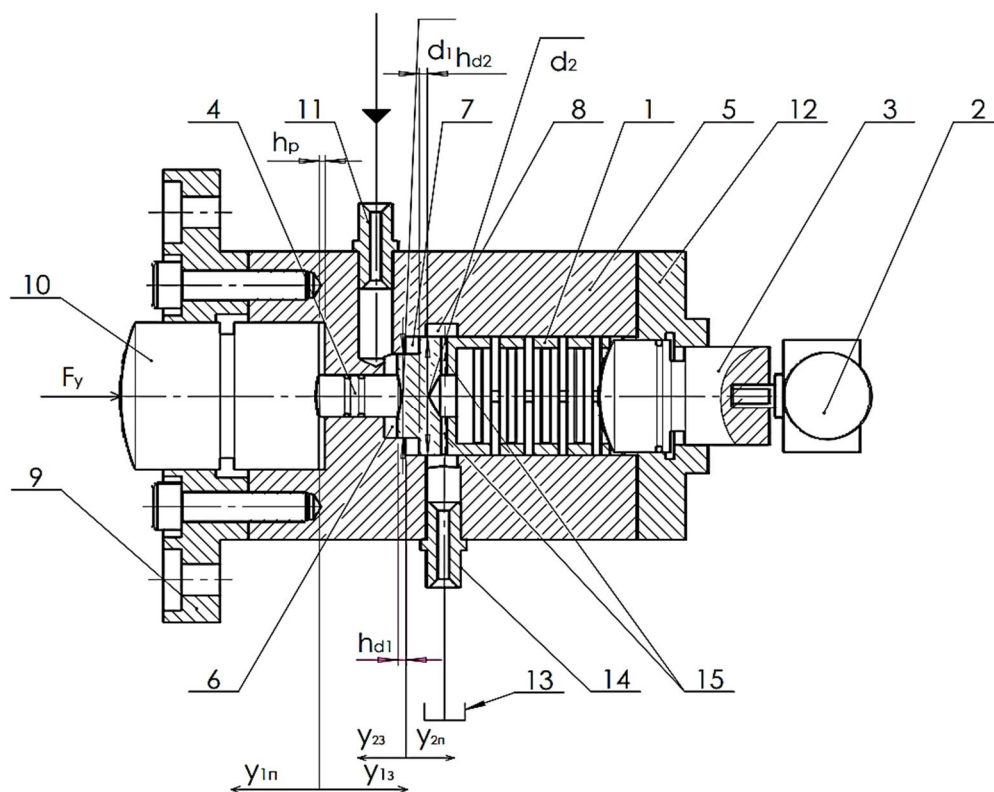


Рис. 5. Гідроімпульсний вібратор з вбудованим генератором імпульсів тиску з адаптивною системою керування

Fig. 5. Hydraulic impulse vibrator with an integrated pressure impulse generator and an adaptive control system

Робоча рідина (енергоносій) від гідронасосу (умовно не показаний) подається через прохідник 11 в напірну порожнину 6 вібратора, яка додатнім перекриттям h_{o1} відділяється від проміжної порожнини 7, а додатнім перекриттям h_{o2} порожнини 7 відокремлюється від зливної порожнини 8, яка через прохідник 14 з'єднується з гідробаком 13. Пружинна частина золотника прорізної пружини (ЗПП) 1 прорізного типу постійно з'єднана через радіальні отвори 15 із зливною порожниною 8, – це забезпечує рідинне тертя по всій довжині золотника прорізної пружини.

Внаслідок зростання в напірній порожнині 6 тиску енергоносія до величини тиску відкриття ГТТ:

$$p_1 \geq k_1 \times \frac{y_{o2}}{f_1}, \quad (10)$$

де k_1 , y_{o2} – відповідно жорсткість прорізної пружини ЗПП1 і її попередня деформація; $f = \pi d_1^2 / 4$ – площа поперечного перерізу меншого ступеня ЗПП 1, – золотник прорізна пружина 1 починає переміщуватися на шляху $0 < y_{2n} < h_{o1}$. У той самий момент під дією сили:

$$F_{np} \geq p_1 f_3 - F_y, \quad (11)$$

тут $f_3 = \pi d_3^2 / 4$ – площа поперечного перерізу штовхача 4, 3 діаметром d_1 ; F_y – зусилля від попереднього технологічного зусилля; плунжер 10 рухається на шляху $0 \leq y_{1n} \leq h_p$ до вибирання зазору h_p (де індекс “п” при y_1 та y_2 означають прямий хід).

Додатні перекриття h_{o1} та h_{o2} вибирають за умовою збереження потрібної герметичності запірної частини ЗПП 1 так, щоб $h_{o2} > h_{o1}$. Це потрібно для того, щоб після переміщення ЗПП1 на відстань $y_{2n} > h_{o1}$ тиск у проміжній порожнині 7 певний час зберігався на рівні p_1 (припускається, що в момент з'єднання порожнин напірної 6 і проміжної 7, внаслідок її малого об'єму, миттєво зростає до рівня p_1).

У момент з'єднання порожнини 6 і 7 дія енергоносія під тиском p_1 розповсюджується на всю площу поперечного перерізу f_2 запірної частини ЗПП1, що спричиняє пришвидшений рух ЗПП1 на шляху $y_{2n} = h_{o2} - h_{o1}$ під дією сили

$$F_{p2} \geq p_1 f_2 - F_{np1}, \quad (12)$$

де $F_{np1} = [k_1(y_{o2} + h_{o1}) + k_1(y_{o2} + h_{o2} - h_{o1})] / 2 = k_1(y_{o2} + 0,5h_{o2})$ – середня сила прорізної пружини ЗПП1 під час його руху на вказаному шляху.

Під час з'єднання напірної 6 і проміжної 7 порожнин із зливною порожниною 8 та руху ЗПП1 на шляху від'ємного перекриття h_{e2} тиск енергоносія в напірній порожнині 6 гідроприводу вібратора падає до рівня тиску закриття ГТТ:

$$p_2 < k_1(y_{o2} + h_{o2} + h_{e2}) / f_2 = p_1 \cdot f_1 / f_2 + k_1(h_{e2} + h_{o2}) / f_2. \quad (13)$$

Зниження тиску енергоносія в напірній порожнині 6 до рівня $p_a \leq p_2$ спричиняє зворотний рух (хід) ЗПП1 на шляху ходу $h_{23} \geq h_{o1} + h_{e2}$ під дією сили:

$$F_{23} = \bar{F}_{\Phi} - p_2 \times f_2, \quad (14)$$

де $\bar{F}_{\Phi} = [k_1 \times (y_{o2} + h_{o2} + h_{e2}) + k_1(y_{o2} + h_{o1})] / 2 = k_1[y_{o2} + 0,5(h_{o2} + h_{e2} + h_{o1})]$ – середня сила прорізної пружини ЗПП1 на цьому його переміщенні (індекс “з” – означає зворотний хід).

Переміщення ЗПП1 на шляху $y_{23} = h_{o1}$ виконується під дією сили:

$$F_{23} = \bar{F}_{\Phi} - p_2 \times f_1, \quad (15)$$

де $\bar{F}_{\Phi} = [k_1(y_{o2} + h_{o2}) + k_1 y_{o2}] / 2 = k_1(y_{o2} + 0,5h_{o1})$ – середня сила ЗПП1 на цьому шляху його руху.

Регулювання типу відкриття ГІТ здійснюється електромеханічним сервоприводом посередньою регульованого гвинта 3, який безпосередньо здеформує пружинну частину ЗПП1. За параметрами від сенсорів переміщення та тиску, адаптивно залежно від зміни параметрів робочого процесу змінюється за допомогою автоматичної системи налаштування ГІТ.

Висновки

Для подальшого експериментального дослідження впливу імпульсних навантажень на механічні властивості матеріалів та елементи конструкцій машин потрібно розробляти імпульсні випробувальні установки з можливістю корегування в широкому діапазоні параметрів навантажень. Результати експериментальних досліджень дають змогу отримати механічні властивості конструкційних матеріалів під дією імпульсних навантажень. На нашу думку, доцільно розробляти імпульсне дослідне устаткування з можливістю встановлення на наявні випробувальні машини без зміни їх конструкцій. Для відпрацювання заданих режимів випробувань раціонально використовувати системи адаптивного керування зі зворотним зв'язком.

Інформаційні джерела

1. Експериментальне вивчення руйнування матеріалів після удару-хвильового навантаження / Жук Я. О., Мельниченко М. М., Андрущенко В. О., Кір'єв А. М., Пучко Н. П., Водотовка М. А. // Вісник Київського національного університету імені Тараса Шевченка. Серія фізико-математичні науки, (2) 2023. DOI: <https://doi.org/10.17721/1812-5409.2023/2.15>
2. Homma H., Shockey D. A., Murayama Y. Response of cracks in structural materials to short pulse loads, Journal of the Mechanics and Physics of Solids. Vol. 31. Issue 3. 1983. P. 261–279, ISSN 0022-5096
3. YongGang Wang, MeiLan Qi, HongLiang He, LiLi Wang. Spall failure of aluminum materials with different microstructures, Mechanics of Materials. Vol. 69. Issue 1. 2014. P. 270–279, ISSN 0167-6636. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmat.2013.11.005>
4. Myronenko P., Pavlovskiy O., i Avrutov V. Комплекс спеціалізованого стендового обладнання для контролю характеристик низькочастотних акселерометрів. Bull. Kyiv Polytech. Inst. Ser. Instrum. Mak., вип. 57(1), с. 14–19. Чер. 2019.
5. Uhl Michael, Bruchmüller Tim, Matthiesen Sven. Experimental analysis of user forces by test bench and manual hammer drill experiments with regard to vibrations and productivity, International Journal of Industrial Ergonomics. Vol. 72. 2019. P. 398–407, ISSN 0169-8141. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2019.06.016>
6. Ольшанський В. П., Бурлака В. П., Сліпченко М. В. Імпульсне навантаження балки, що підкріплена однобічною пружною основою // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2019. Вип. 205. С. 82–93.
7. Гутий А. В. Динамічні процеси в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб. Дис. ... канд. техн. наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. Національний університет “Львівська політехніка”. Львів, 2019.
8. Числове моделювання роботи бойового спорядження ракетного комплексу // Мартиненко Г. Ю., Чернобричко М. В., Аврамов К. В., Мартиненко В. Г., Тонконоженко А. М., Кожарін В. Ю. Технічна механіка, 2018, 4. С. 90–04.
9. Chausov M., Pylypenko A., Maruschak P., Zasimchuk V., Brezinová J., Brezina J., Viňáš J. (2023). Impact of the Initial Phase Composition of Alloys on the Effects Manifested by Yield Sites That Occur on Sheet Aluminum Alloys Subjected to Impact-Oscillatory Loading. Materials, 16(1), 249. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma16010249>
10. Chausov M., Zasimchuk E., Maruschak P., Khyzhun O., Hutsaylyuk V., Pylypenko A., Berezin V. (2021). Influence of Impact-Oscillatory Loading on Fatigue Life of Aluminium Alloy 2024-T351. Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering.
11. Іскович-Лотоцький Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севостьянов. Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. 291с.
12. Вірник М. М. Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві: монографія / М. М. Вірник, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська ; ВНТУ. Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2007. 198 с.

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

14. Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приладами вібраційних та віброударних технологічних машин / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук. Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. 171 с. (Монографія). ISBN 978-966-641-252-5

Andrii Slabkyi, Sergii Kotyk

Vinnitsia National Technical University,
Department of Branch Mechanical Engineering

TEST RIG FOR IMPULSE LOADING BASED ON A HYDRAULIC IMPULSE DRIVE

Problem Statement and Purpose. The lack of a methodology for studying the effect of impulse loads on materials is a problem in mechanical engineering, which complicates the creation of structures with minimal safety margins. The purpose of this work is to develop a drive design for an experimental test rig with an adaptive control system to study the effect of such loads on structural materials. **Methodology.** The methodology involves a theoretical analysis of existing test rigs and the development of a new design scheme based on a hydraulic impulse drive. A setup with a hydraulic accumulator for generating impulses is proposed, and a vibrator design with a built-in pressure impulse generator and an adaptive control system has been developed. **Results.** Technical requirements for impulse testing installations have been formulated. A schematic diagram of the drive has been developed, which can be installed on existing machines, and a design for a hydraulic impulse vibrator with an adaptive system to maintain constant load parameters has been proposed. **Scientific Novelty and Practical Significance.** The scientific novelty lies in the application of a hydraulic impulse drive with an adaptive system for material testing, which has not been described in the literature. The practical significance is the possibility of upgrading existing testing machines to obtain data on the behavior of materials under impulse loads, which will allow for more precise design of structures. **Directions for Further Research.** Further research should involve creating a prototype of the setup and conducting experiments to determine the mechanical properties of materials under impulse loads to verify the theoretical developments.

Keywords: impulse loading, hydraulic impulse drive, test rig, mechanical properties, adaptive control system, pressure impulse generator.

References

1. Zhuk, Ya. O., Melnychenko, M. M., Andrushchenko, V. O., Kiriev, A. M., Puchko, N. P., Vodotovka, M. A. (2023). Experimental study of the fracture of materials after shock-wave loading. *Bulletin of Taras Shevchenko National University of Kyiv. Series: Physics & Mathematics*, (2). DOI: <https://doi.org/10.17721/1812-5409.2023/2.15>
2. Homma, H., Shockey, D. A., Murayama, Y. Response of cracks in structural materials to short pulse loads, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. Vol. 31, Issue 3, 1983. P. 261–279, ISSN 0022-5096
3. YongGang, Wang, MeiLan, Qi, HongLiang, He, LiLi, Wang. Spall failure of aluminum materials with different microstructures, *Mechanics of Materials*, Volume 69, Issue 1, 2014, P. 270–279. ISSN 0167-6636. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmat.2013.11.005>.
4. Myronenko, P., Pavlovskyi, O., Avrutov, V. (2019). A complex of specialized test bench equipment for controlling the characteristics of low-frequency accelerometers. *Bulletin of the Kyiv Polytechnic Institute. Series: Instrumentation*, 57(1), 14–19.
5. Uhl, Michael, Bruchmüller, Tim, Matthiesen, Sven. Experimental analysis of user forces by test bench and manual hammer drill experiments with regard to vibrations and productivity, *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 72, 2019, P. 398–407. ISSN 0169-8141. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2019.06.016>
6. Olshanskyi, V. P., Burlaka, V. P., Slipchenko, M. V. (2019). Impulse loading of a beam reinforced with a one-sided elastic foundation. *Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture*, (205), 82–93.
7. Hutiy, A. V. (2019). *Dynamic processes in drilling rigs during the release of a stuck pipe string* (PhD Thesis). Lviv Polytechnic National University, Lviv.

8. Martynenko, H. Yu., Chornobryvko, M. V., Avramov, K. V., Martynenko, V. H., Tonkonozhenko, A. M., Kozharin, V. Yu. (2018). Numerical modeling of the operation of a missile system's warhead. *Technical Mechanics*, (4), 90–104.
9. Chausov, M., Pylypenko, A., Maruschak, P., Zasimchuk, V., Brezinová, J., Brezina, J., Viňáš, J. (2023). Impact of the Initial Phase Composition of Alloys on the Effects Manifested by Yield Sites That Occur on Sheet Aluminum Alloys Subjected to Impact-Oscillatory Loading. *Materials*, 16(1), 249. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma16010249>
10. Chausov, M., Zasimchuk, E., Maruschak, P., Khyzhun, O., Hutsaylyuk, V., Pylypenko, A., Berezin, V. (2021). Influence of Impact-Oscillatory Loading on Fatigue Life of Aluminium Alloy 2024-T351. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*.
11. Iskovych-Lototskyi, R. D., Obertiukh, R. R., Sevostianov, I. V. (2006). *Processes and machines of vibration and vibro-impact technologies*. Vinnytsia: UNIVERSUM-Vinnytsia.
12. Virnyk, M. M., Iskovych-Lototskyi, R. D., Veselovska, N. R. (2007). *Vibration and vibro-impact processes and machines in foundry production: a monograph*. Vinnytsia: UNIVERSUM-Vinnytsia.
13. Obertiukh, R. R., Slabkyi, A. V. (2015). *Devices for vibro-turning based on a hydraulic impulse drive: a monograph*. Vinnytsia: VNTU.
14. Iskovych-Lototskyi, R. D., Obertiukh, R. R., Arkhypchuk, M. R. (2008). *Pressure impulse generators for controlling hydraulic impulse drives of vibration and vibro-impact technological machines* (Monograph). Vinnytsia: UNIVERSUM.