

А. В. Слабкий,  
Р. Р. Обертюх, канд. техн. наук,  
О.В. Дерібо, канд. техн. наук  
Вінницький національний технічний університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ПРИБОРУ ДЛЯ РАДІАЛЬНОГО ВІБРОТОЧІННЯ

*Рассмотрены результаты теоретических и экспериментальных исследований гидроимпульсного привода устройства для радиального виброточения, которые свидетельствуют об адекватности разработанной математической модели реальной системе и о работоспособности предложенного привода.*

*The results of theoretical and experimental studies hydropulse drive device for radial vibroturning that demonstrate the adequacy of the developed mathematical model to the real system and the efficiency of the proposed actuator.*

### Вступ

Віборізання і віброточіння зокрема, порівняно зі звичайним точінням має низку технологічних переваг [1], особливо під час обробки в'язких і тугоплавких матеріалів (нержавіючих, високолегованих і швидкоріжучих сталей). Широке впровадження в технологію механічної обробки віброточіння стримується відсутністю компактних пристроїв з широким діапазоном регулювання вібронавантаження для реалізації цього виду обробки. Пристрої з гідроімпульсним приводом вигідно відрізняються від аналогічних пристроїв з іншими типами віброприводів малими габаритами, що дозволяє монтувати ці пристрої безпосередньо в різцетримачі, наприклад, універсально-токарного верстата.

У роботах [1–3] запропоновано конструкцію малогабаритного пристрою для радіального віброточіння з гідроімпульсним приводом, в якому запірно-розподільний елемент генератора імпульсів тиску (ЗРЕ ГІТ) параметричного типу вбудовано до силової ланки поршень–прорізна пружина (ППП) [2], яка за малих  $Z$  метою розробки коректної науково-обґрунтованої методики розрахунку та проектування запропонованого гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ виконано його теоретичні та експериментальні дослідження.

### Основна частина

Для теоретичного дослідження динаміки гідроімпульсного привода пристрою розроблено його математичну модель, опубліковану в роботі [3]. Дослідження і аналіз цієї моделі виконано на ПК за допомогою прикладної програми MATLAB 6.5. За результатами дослідження математичної моделі, шляхом варіювання вхідних параметрів отримано у вигляді графіків теоретичні залежності зміни в часі переміщень  $y_1(t)$ ,  $y_2(t)$ ,  $y_3(t)$  систем гідроімпульсного пристрою [3] різець-пакет тарілчастих пружин-штовхач (РПТПШ), PPP і ЗРЕ ГІТ та деформації гідрав-

лічної ланки в напірній порожнині приводу  $x_{or}(t)$  (аналог тиску  $p_1$ ). Розрахункові графіки зміни  $y_1(t)$ ,  $y_2(t)$ ,  $y_3(t)$  і  $x_{or}(t)$  з частотою  $\nu = 49,5$  Гц для  $x_{or,max} = 0,02$  м ( $p_1 = 4$  МПа),  $Q_H = 2,38 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с показано на рисунку 1.

На теоретичних графіках зміни в часі переміщень  $y_1(t)$ ,  $y_2(t)$ ,  $y_3(t)$  та деформації гідравлічної ланки у напірній порожнині  $x_{or}(t)$  виділено характерні ділянки  $a_i - \theta_i$ ,  $\theta_i - c_i$ ,  $c_i - d_i$ ,  $d_i - e_i$  ( $i$  індекс відповідно 1, 2, 3 для залежностей  $x_{or}(t)$ ,  $y_1(t)$ ,  $y_2(t)$ ,  $y_3(t)$ ), які характеризують:  $0 - a_r$  деформацію гідравлічної ланки, на якій відбувається переборювання пружних сил РПП, ПТП і витої пружини ГІТ;  $a_r - \theta_r$  деформацію гідравлічної ланки, під час якої починається рух системи РПТПШ (рисунок 1, ділянка  $a_1 - \theta_1$ ) та РПП (рисунок 1, ділянка  $a_2 - \theta_2$ ). Рух ЗРЕ ГІТ на ділянці  $a_3 - \theta_3$  відсутній;  $\theta_r - c_r$  максимальну деформацію гідравлічної ланки, протягом тривалості якої здійснюється переміщення РПТПШ, РПП і ЗРЕ ГІТ на максимальний хід  $\theta_1 - c_1$ ,  $\theta_2 - c_2$  та  $\theta_3 - c_3$ ;  $c_r - d_r$  стрімке зниження деформації гідравлічної ланки з максимального значення (т.  $c_r$ ) до мінімального (т.  $d_r$ );  $c_1 - d_1$  ділянка вистою системи РПТПШ у відтисненому положенні, що забезпечує переривання процесу різання;  $c_2 - d_2$  ділянка, на якій РПП знаходиться у верхньому положенні, що відповідає максимальному переміщенню РПП;  $c_3 - d_3$  ділянка на якій ЗРЕ ГІТ знаходиться у відкритому положенні. Стрибокподібне зменшення деформації гідравлічної ланки  $x_{or}$  викликає зворотне переміщення системи РПТПШ, РПП і ЗРЕ ГІТ. Ділянка  $d_r - e_r$  характеризує період вистою між сусідніми імпульсами, деформації  $x_{or}$ , упродовж якого здійснюється зворотний хід системи РПТПШ (ділянка  $d_1 - e_1$ ), РПП (ділянка  $d_2 - e_2$ ) і ЗРЕ ГІТ ( $d_3 - e_3^*$ ).

Аналіз графіків залежностей  $x_{or}(t)$ ,  $y_1(t)$ ,  $y_2(t)$  і  $y_3(t)$  виявив зсув по фазі між прямим та зворотним

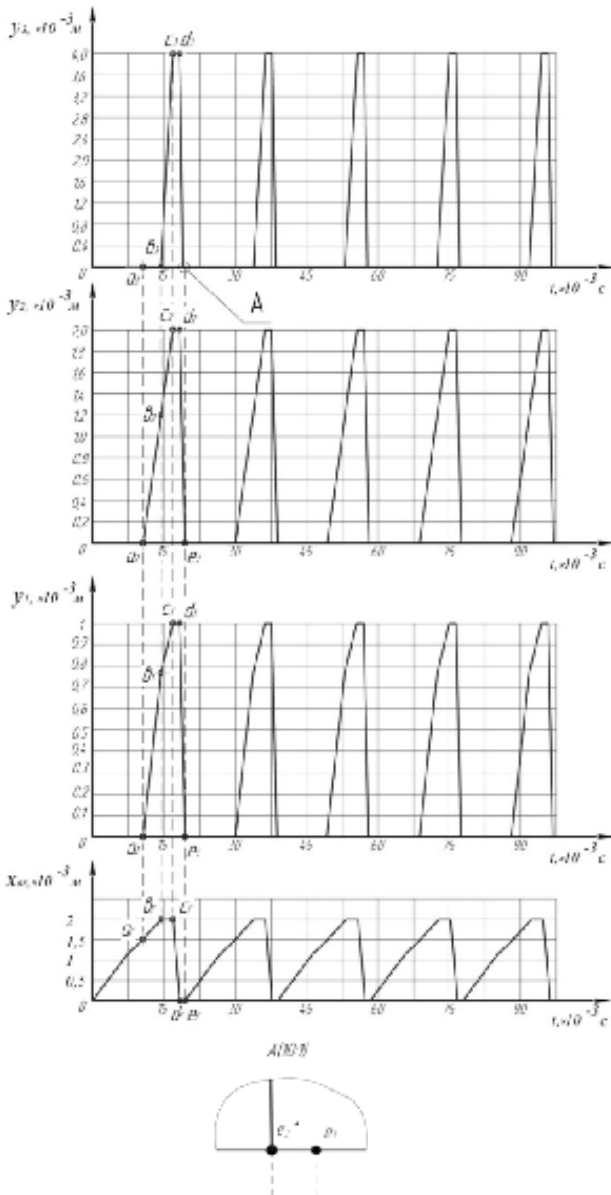


Рисунок 1 — Теоретичні графіки зміни протягом переміщень  $y_1(t)$ ,  $y_2(t)$ ,  $y_3(t)$  та деформації гідравлічної ланки у напірній порожнині  $x_{ор}(t)$

ходами ЗРЕ ГІТ (ділянки  $e_3 - c_3$  і  $d_3 - e_3^*$ ) відносно переміщення системи РПТПШ і ППП.

За результатами теоретичного дослідження математичної моделі привода пристрою для радіального віброточіння, отриманих шляхом варіювання параметрів  $h_p$ ,  $x_{o\max}$  та  $Q_H$ , встановлено їх вплив на частоту імпульсів тиску  $\nu$ . Теоретичні залежності  $\nu(h_p)$ ,  $\nu(x_{o\max})$  та  $\nu(Q_H)$  показані на рисунку 2.

Для встановлення реальних закономірностей зміни робочих режимів гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ під час регулювання параметрів спрацювання ГІТ, перевірки ступеня адекватності його динамічної і математичної моделей реального привода та визначення відносних величин розходження між результатами теоретичних і експериментальних досліджень

були проведені експериментальні дослідження розробленого привода. Дослідження проводилось на токарно-гвинторізному верстаті 1А616К.

Принципова гідрокінематична схема станда для дослідження гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ з комплектом вимірювальної апаратури показана на рис. 3. Гідравлічна система дослідного станда складається з гідравлічної насосної станції *НС* та гідравлічної системи дослідного зразка пристрою для радіального віброточіння 1. Енергоносієм (мінеральне масло И-20) з бака *Б* через всмоктувальну гідролінію (на рис. 3 умовно не позначена) подається гідронасосом *Н* (НШ 10-Б-3) через напірний фільтр *Ф* (з номінальною тонкістю фільтрації 25 мкм) і зворотний клапан *ЗВ1* (ПГ51-24), що запобігає зливу енергоносія з гідросистеми за непрацюючого насоса *Н* в гідросистему досліджуваного пристрою. Захист гідросистеми від перевантаження здійснюється запобіжним клапаном *ЗК* (ПГ54-34М). В процесі роботи гідроімпульсного пристрою 1 мастило через зливну гідролінію *ЗЛ* потрапляє в теплообмінний апарат *АТ*, який захищений від перевантаження зворотним клапаном *ЗВ2* (ПГ51-33). Тиск в напірній і зливній лініях періодично контролювався манометром *МН*, підключеним через золотниковий розподільник *ЗМН* і дросель *Д*. Для регулювання витрат енергоносія в конструкції насосної станції використано регулятор витрат МПГ55-34. Досліджуваний пристрій 1 з'єднаний з насосною станцією *НС* за допомогою гнучких рукавів високого тиску. Для зручності експлуатації насосної станції вся контрольно-регулювальна гідро- та електроапаратура змонтована на рамі гідростанції. Гідроапаратура *ЗВ1* і *ЗК* стиковим способом за допомогою гвинтів кріпиться до розподільного паралелепіпеда на плиті-кришці гідробаку *Б* насосної станції *НС*.

Попередня деформація силових пружних елементів (ППП і ПТП) пристрою здійснюється за допомогою закріпленого на задній кришці 1.2 (рисунок 3), порожнистого гвинта 1.8 посередністю ППП 1.7, циліндричного штовхача 1.5 і державкою різця 1.6, що деформує, встановлений між буртиком і передньою кришкою 1.3 ПТП 1.4.

Реєстрацію параметрів режимів роботи дослідного зразка пристрою під час проведення експериментальних досліджень виконано за допомогою спеціально розробленого вимірювального комплексу, до складу якого входять давач переміщення *Д1* і давач тиску *Д2* (рисунок 3). Давач переміщення *Д1*, що фіксує переміщення різця 1.6, встановлений нерухомо на корпусі 1.1 досліджуваного пристрою 1 таким чином, щоб забезпечити зазор в 2 мм між торцем вимірювальної частини давача *Д1* і планкою 1.9, що нерухомо встановлена на державці різального інструмента 1.6. Для проведення досліджень встановлювалась заготовка 2 у патрон верстата і закріплювався гідроімпульсний пристрій 1 у різцетримачі універсального токарного верстата. Під час експериментальних досліджень зміна технологічного зусил-

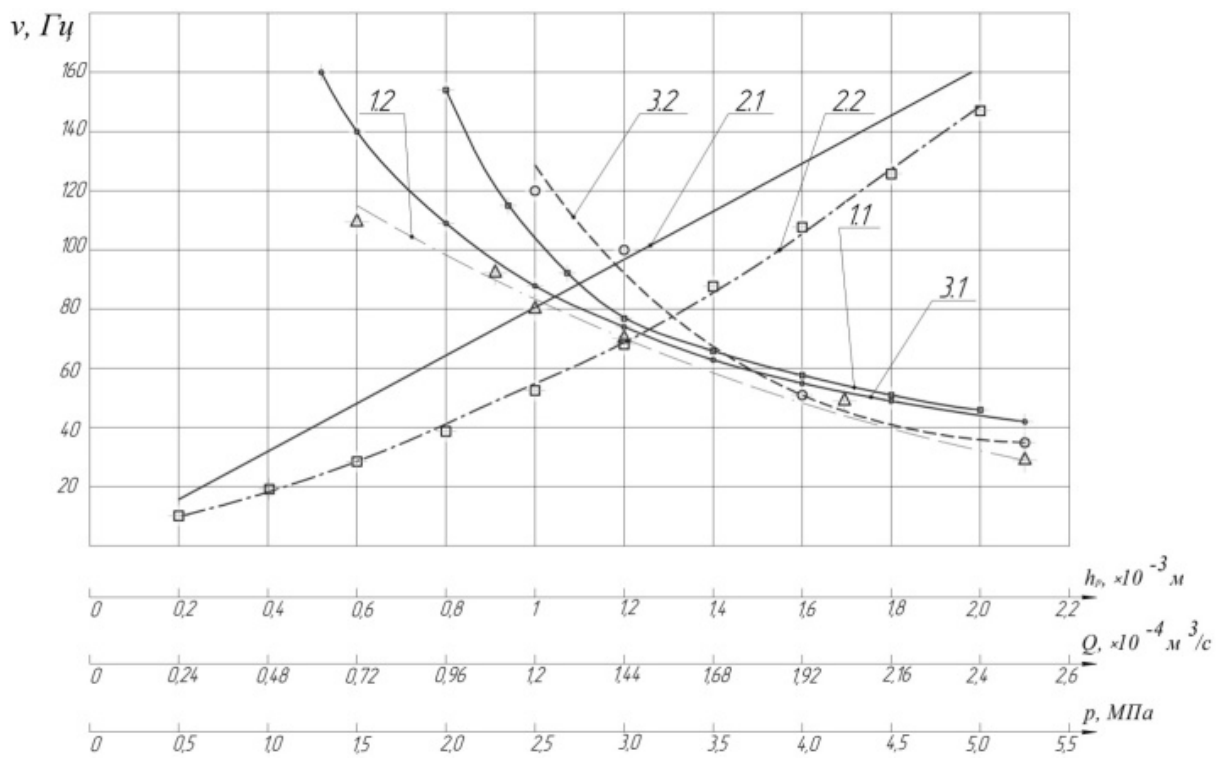


Рисунок 2 — Порівняння графіків залежностей  $\nu(h_p)$ ,  $\nu(Q)$  та  $\nu(p)$  відповідно, теоретичних (1.1, 2.1, 3.1) та експериментальних (1.2, 2.2, 3.2)

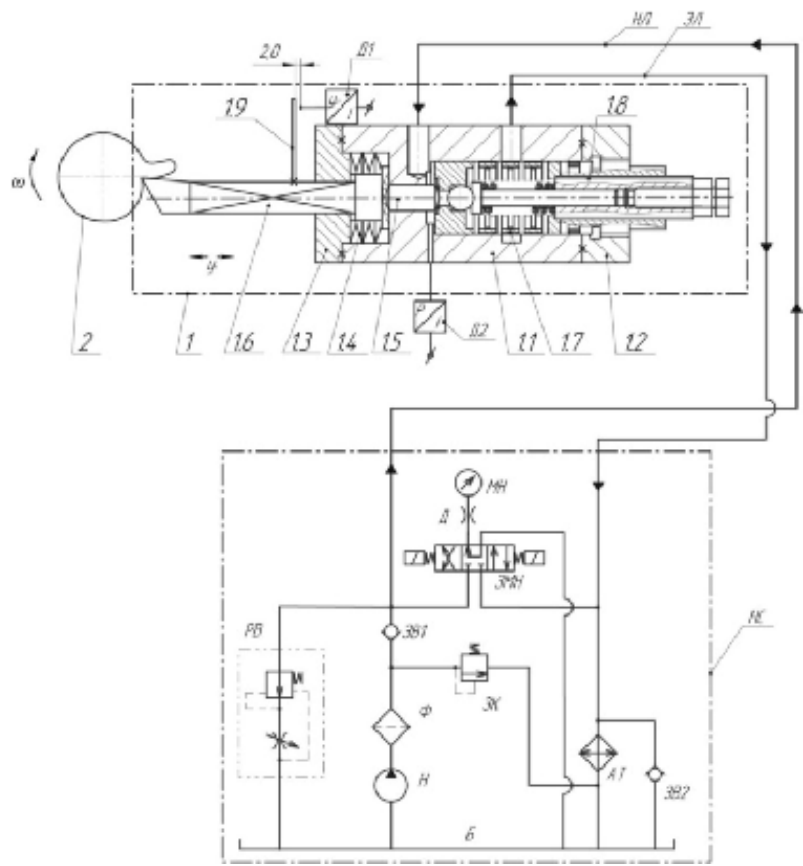


Рисунок 3 — Принципова гідрокінематична схема стенда для дослідження гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ

Таблиця 1 — Конструктивні параметри дослідного зразка гідроімпульсного привода експериментального стенда

Найменування параметра та його позначення	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
Площі поперечного перерізу: - поршневої частини ППП ( $f_4$ ) - штовхача ( $f_3$ ) - клапанної частини ЗРЕ ГІТ ( $f_1$ ) - золотникової частини ЗРЕ ГІТ ( $f_2$ )	$m^2$ $m^2$ $m^2$ $m^2$	$6,15 \cdot 10^{-4}$ $7,85 \cdot 10^{-5}$ $2,83 \cdot 10^{-5}$ $7,85 \cdot 10^{-5}$
Умовний прохід ГІТ ( $d_y$ )	$m$	$1 \cdot 10^{-2}$
Усереднена площа прохідного перерізу напірної гідролінії ( $f_0$ )	$m^2$	$1,54 \cdot 10^{-4}$
Об'єм напірної порожнини гідросистеми привода пристрою ( $W_0$ )	$m^3$	$5 \cdot 10^{-4}$
Подача гідронасоса ( $Q_H$ )	$m^3/c$	$2,38 \cdot 10^{-4}$
Основні характеристики регулятора витрат: - номінальний робочий тиск; - межі регулювання витрат; - умовний прохід.	$MПа$ $m^3/c$ $m$	6,3; 10; 20 (0,0015...1,67) $\cdot 10^{-3}$ $2 \cdot 10^{-2}$
Хід системи РПТПШ (амплітуда різця, $h_{pmax}$ ): Перекриття ЗРЕ ГІТ: додатне ( $h_o$ ) від'ємне ( $h_e$ )	$m$ $m$ $m$	$2,5 \cdot 10^{-3}$ $2 \cdot 10^{-3}$ $2 \cdot 10^{-3}$
Жорсткості пружних елементів: - регулятора тиску «відкриття» ГІТ ( $k_3$ ); - прорізної пружини ППП ( $k_2$ ); - пакета тарілчастих пружин ( $k_1$ ).	$H/m$ $H/m$ $H/m$	$3,53 \cdot 10^4$ $1,53 \cdot 10^6$ $1,4 \cdot 10^6$

ля здійснювалась за допомогою змінення поперечної подачі. Конструктивні параметри дослідного зразка розробленого пристрою наведені в таблиці 1.

Під час проведення експериментальних досліджень варіювались такі параметри:

- частота обертання шпинделя (об/хв): 112...450;
- поперечна подача (мм/об): 0,12; 0,17; 0,24; 0,35;
- діаметр заготовки (мм): 80, 60, 40, 30;
- частота вібрацій різця (Гц): 1...160;
- амплітуда коливань різця (мм): 0...2.

Для експериментальних досліджень використовувались заготовки нержавіючих сталей марок 12X18H9T, 08X18H10T та 08X13. За допомогою розробленого гідроімпульсного пристрою виконувались операції підрізання та відрізання. Типові осцилограми зміни тиску в напірній порожнині пристрою та переміщення різця системи РПТПШ для вібрацій з частотою 33,6 Гц, 49,5 Гц і 100,3 Гц показано на рисунку 4.

Експериментальні дослідження проводились за різних режимів різання, насамперед перевірялась наявність утворення зливної стружки (звичайне точіння). Використання розробленого пристрою для раді-

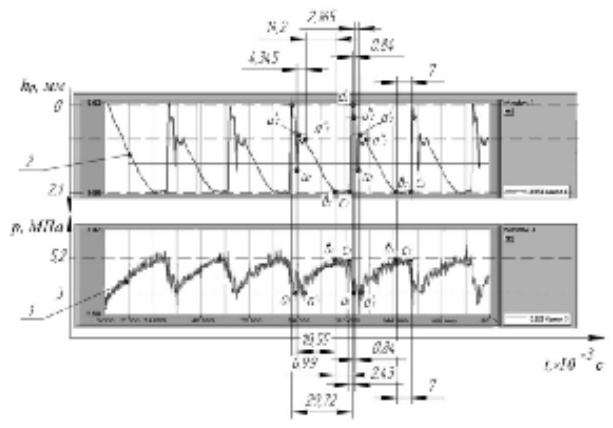
ального віброточіння в широкому діапазоні частот забезпечило надійне подрібнення стружки.

На режимі з  $\nu = 33,6$  Гц (рисунк 4, а) імпульс тиску  $a_1 a_1' v_1 c_1 d_1 e_1$ , відмічений на ділянці стабільної роботи пристрою (третій і наступні імпульси), має нелінійний характер зміни тиску під час його зростання в напірній порожнині пристрою (ділянки  $a_1' v_1$  та  $v_1 c_1$ ) і близький до лінійного процес зменшення (ділянка  $c_1 a_1$ ) тиску від рівня  $p_1$  до рівня  $p_2 = 3$  МПа (тиск «закриття» ГІТ). Імпульсу зміни тиску  $a_1 a_1' v_1 c_1 d_1 e_1 a_1$  відповідає імпульс переміщення різця

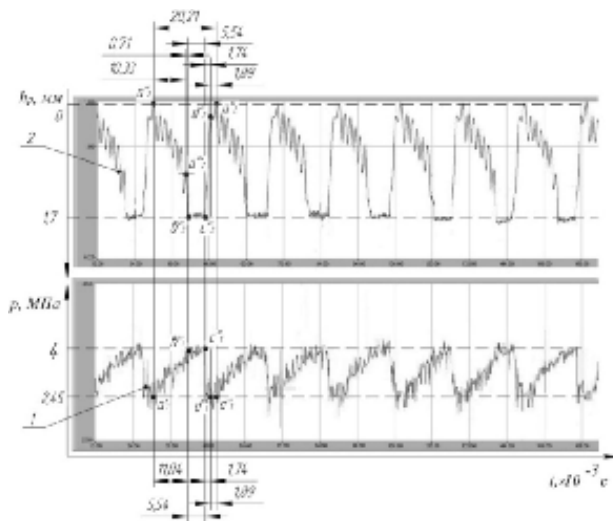
$a_2 v_2 a_2' a_2'' v_2 c_2 d_2 d_2' a_2$ . Оскільки за стабілізованого режиму коливань тиску «відкриття» ГІТ та вібрацій різця зростання тиску в гідросистемі пристрою починається з рівня  $p_2$ , початок переміщення різця (точка  $a_2$ ) починається не з нульового рівня, а з відтисненого від деталі положення, що наближено дорівнює  $2/3 h_p$ .

Протягом зростання тиску в напірній порожнині пристрою, коли починається деформація та переміщення ППП (рисунк 1) під дією тиску енергоносія на систему РПТПШ різець частково переміщується до осі обертання, що характеризується певним перехідним процесом  $a_2 a_2' a_2''$ , який залежить від влас-

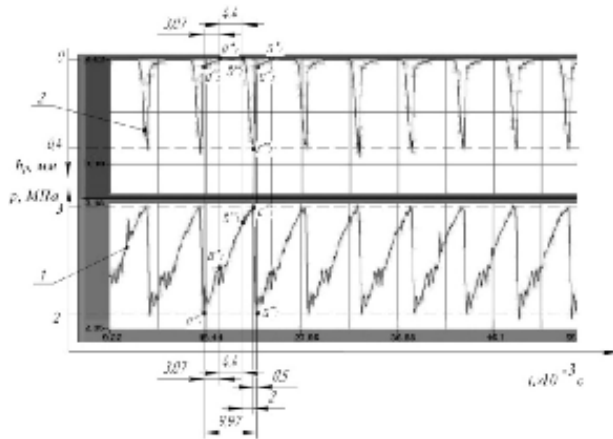
ної частоти коливань системи РПТПШ відносно маси  $m_p$ .



а) 33,6 Гц



б) 49,5 Гц



в) 100,3 Гц

Рисунок 4 — Осцилограма процесу роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ з частотою проходження імпульсів тиску: 33,64, 49,48 Гц та 100,3 Гц

Коли контакт системи РПТПШ та ППП протягом зростання тиску остаточно розривається (точка  $a_2''$ ), різець 2 (рисунок 3) під дією ПТП переміщується протягом прямого ходу на повний хід  $h_p$  (точка  $e_2$ ) і деякий час ( $t_{ee} = 6,99 \cdot 10^{-3} c$ ) знаходиться на цьому рівні до моменту відкриття ГІТ (точка  $c_1$  на імпульсі тиску, крива 1). В цей час відбувається переривання процесу різання.

Протягом швидкого зменшення тиску в напірній порожнині пристрою (ділянка  $c_1 d_1$  імпульсу тиску, крива 1) практично в одній фазі із заднім фронтом імпульсу тиску відбувається ударна взаємодія ППП з системою РПТПШ, що характеризується дуже швидким переміщенням різця 2 на хід  $h_p$  до контакту з деталлю (ділянка  $c_2 d_2$  імпульсу переміщення системи РПТПШ, крива 2) і в цей момент відбувається злам стружки.

Протягом малотривалого процесу витримки в напірній порожнині пристрою тиску на рівні  $p_2$  (ділянка  $d_1 d_1'$ ,  $t_{ee} = 0,84 \cdot 10^{-3} c$ ), відбувається перехідний процес коливань різця (ділянка  $d_2 d_2' a_2$  імпульсу переміщення різця, крива 2), який можна пояснити відскоком різця внаслідок його ударної взаємодії із заготовкою за відносно низької частоти вібрацій.

Із зростанням частоти вібрацій до  $\nu = 49,5$  Гц і одночасним зменшенням тиску «відкриття» ГІТ до рівня  $p_1=4$  МПа, амплітуда вібрацій різця 2 зменшується до величини  $h_p = 1,7 \cdot 10^{-3} m$  (рисунок 4, б). На цьому режимі роботи пристрою характер імпульсу тиску  $a_1'' e_1'' c_1'' d_1'' a_1''$  практично ідентичний імпульсу тиску за частоти вібрацій  $\nu = 33,6$  Гц та  $p_1=5,2$  МПа.

Прямий хід різця ( $a_2'' a_2'' e_2'' c_2''$ ) крива 2), на відміну від режиму за частоти  $\nu = 33,6$  Гц та  $p_1=5,2$  МПа починається одночасно з процесом зростання тиску в напірній порожнині, що можна пояснити більш ефективним впливом ПТП на прямий рух системи РПТПШ за меншого тиску % «відкриття» ГІТ.

Перехідний процес (ділянка  $a_2'' a_2''$  імпульсу переміщення різця, крива 2) спричинений впливом сухого тертя між поверхнями спряження державки різця 2 і квадратного отвору в передній кришці 1.3 пристрою (рисунок 3). У відтисненому положенні різця (ділянка  $e_2'' c_2''$ ) відбувається переривання процесу різання протягом  $t_{ee} = 5,54 \cdot 10^{-3} c$ .

У момент відкриття ГІТ (т.  $c_1'$  імпульсу тиску, крива 1) починається швидко ударне переміщення системи РПТПШ (ділянка  $c_2'', d_2'', d_2''$ ), яке в кінці зворотного ходу різця характеризується перехідним ударним процесом (ділянка  $d_2'' d_2''$  імпульсу переміщення різця). Процес зростання тиску (ділянка  $a_1'' a_1'' e_1'' c_1''$ ) в

напірній порожнині пристрою за частоти вібрацій  $\nu = 100,3 \text{ Гц}$  і  $p_1=3 \text{ МПа}$  (рисунок 4, в) близький до лінійного, з незначними коливаннями на початковій стадії зміни тиску (ділянка  $a_1^* a_1^*$ ), що, мабуть, обумовлено впливом сил тертя під час зрушення ППП та системи РПТПШ. Імпульс переміщення  $a_2^* a_2^*, \epsilon_2^* c_2^* a_2^* a_2^*$  суттєво відрізняється від імпульсів на режимах з  $\nu = 33,6 \text{ Гц}$  ( $p_1=5,2 \text{ МПа}$ ) і  $\nu = 49,5 \text{ Гц}$  ( $p_1=4 \text{ МПа}$ ) тим, що контакт різця 2 з деталлю (рисунок 3) триваліший ( $a_2^* \epsilon_2^*$ ), а переривання процесу різання відбувається протягом малого періоду часу (ділянка  $\epsilon_2^* c_2^*$  імпульсу переміщення різця 2) за відсутності вистою різця 2 у відтисненому від деталі положенні (т.  $c_2^*$ ). Ударна взаємодія ППП та системи РПТПШ як і за менших частот вібрації характеризується малою тривалістю (ділянка  $c_2^* a_2^*$ ,  $t_{yp} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ , на рисунку 4, в).

Відсутність контакту між заготовкою і різцем (ділянка  $a_2^* a_2^*$ ) протягом зростання тиску в напірній порожнині пристрою можна пояснити впливом пружних деформацій системи РПТПШ та деталі в момент зрушення ППП пристрою.

Це пружне переміщення порівняно з амплітудою різця ( $h_p = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ ) не перевищує  $0,03 \text{ мм}$ , що фактично підтверджує його пружний характер. За результатами обробки різних режимів роботи гідроімпульсного привода пристрою побудовано експериментальні графіки залежності  $\nu(h_p)$ ,  $\nu(Q)$  та  $\nu(p)$  (рисунок 2), які ідентичні теоретичним графікам.

Оцінку ступенів відповідності і розходжень між результатами теоретичного та експериментального досліджень гідроімпульсного привода пристрою виконано у такій послідовності:

аналіз ступеня відповідності між імпульсами тиску в напірній порожнині і переміщення різця;

порівняння теоретичних і експериментальних графіків залежностей  $\nu(h_p)$ ,  $\nu(Q)$  та  $\nu(p_1)$ ;

розрахунок відносної величини розходжень між теоретичними і експериментальними значеннями динамічних параметрів пристрою та приводу.

Порівняння теоретичних (криві 1, 2) та експериментальних (криві 3, 4) графіків залежностей  $h_p(t)$ ,  $p(t)$  для режиму роботи привода з частотою  $\nu = 49,5 \text{ Гц}$  і тиском  $p_1=4 \text{ МПа}$  за рівних інших параметрів, показано на рисунку 5.

Теоретичні та експериментальні імпульси тиску  $p(t)$  дещо відрізняються, що пояснюється прийняттями під час розробки математичної моделі приводу і пристрою припущеннями, із яких, на нашу думку, основними, що впливають на форму імпульсів тиску, є нехтування тиском в зливній гідролінії та допущення миттєвості зміни тиску в порожнинах А і В пристрою (рисунок 3).

Експериментальний імпульс переміщення  $h_p(t)$  в цілому ідентичний теоретичному, але на графіку 2 (рисунок 4, б) в кінці зворотного ходу різця присутній перехідний ударний процес та в кінці попереднього та початку наступного імпульсу наявний перехідний процес, який, обумовлений впливом сухого тертя між поверхнями спряжень державки різця і квадратного отвору в передній кришці пристрою (рисунок 3).

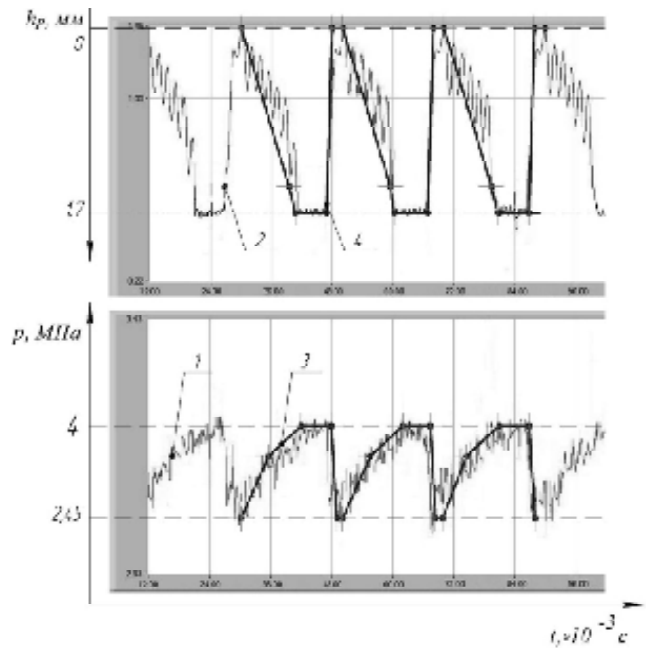


Рисунок 5 — Порівняння теоретичних (криві 1, 2) та експериментальних (криві 3, 4) графіків функції  $h_p(t)$  та  $p(t)$

### Висновки

Дослідженнями математичної моделі гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння встановлено характер зміни деформації гідравлічної ланки (тиску) та переміщень систем РПТПШ, ППП і ЗРЕ ГІТ та побудовані залежності  $\nu(h_p)$ ,  $\nu(Q)$  та  $\nu(p)$ , розходження яких з аналогічними експериментальними за частотою імпульсів тиску не перевищує 10–17% та амплітудою переміщення різця 8–14%, що дозволяє вважати математичну модель привода адекватною реальній системі.

Експериментально виявлено, що розроблений дослідний зразок гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ забезпечує віброударний режим віброточіння в діапазоні 25–60 Гц, з якого найбільш ефективним є діапазон вібронавантаження різця з частотою 30–50 Гц.

**References**

1. Obertuh R.R. Osnovni tendentsii stvorennia ta rozvutky sposobiv i prustroiv dlia podribnennia stryzhku / R.R. Obertuh, A.V. Slabkiy, V.P. Miskov // Zbirnik naykovuh prats «Protsesu mehanichnoi obrobku v mashinobudyvani», % Zhutomur: ZHDTY, 2011. % Vup. 11, S. 251 -267.

2. Pat. 76517 U, Ukraina, B23B1/00, Hidroimpulsnyy vibroudarnyy prustriy dlia radialnogo ta osiovogo vibrotoshinnia z vbydovanum generatorom impylsiv tusky clapanogo tupy / Obertuh R.R., Slabkiy A.V., Arkhipchuk M.R. (Ukraina). % № u2012 06573; Zaiavka. 30.05.2012; % Opybl. 10.01.2013, Byl. №1, 2013r.

3. Obertuh R.R. Dunamicheskaiia i matematicheskaiia modeli hidroimpylsnoho vibroudarnoho ustroystva dlia radialnogo vibrotosheniya s vstroenym sharovum generatorom impylsov davleniya / R.R. Obertuh, A.V. Slabkiy //MOTROL commission of motorization and energetics in agricture,an international journal on operation of farm and agri-food industry mashineryVol. 15, No 6. % C. 29 % 42.

*Надійшла 10.04.2013 року*