

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАНЕСЕННЯ МАСТИЛОУТРИМУЮЧИХ ЛУНОК

З метою підвищення періоду роботоздатності вузлів тертя запропоновано технологію та конструкцію спеціального вібраційного обладнання для дискретного гідроімпульсного нанесення лунок за допомогою сталевих кульок. Проведено попередні експериментальні дослідження впливу різних параметрів обладнання на величину миттєвого тиску рідини у насадку. За допомогою планування експерименту отримано рівняння регресії з визначення величини максимального миттєвого тиску і визначено оптимальні конструктивні співвідношення та режими роботи вібраційного приводу.

Ключеві слова: вібраційне обладнання, динамічні характеристики, планування експерименту, оптимальні режими роботи обладнання.

O.A. GORDEEV, A.K. CARMALITA, M.P. MAZUR

Khmelnytsky National University

EXPERIMENTAL STUDY OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS AND THE DETERMINATION OF THE OPTIMAL MODES OF VIBRATION EQUIPMENT FOR THE APPLICATION OF THE LUBRICANT-HOLDING HOLES

Abstract - It is established that a significant part of the cost of maintenance and repair of equipment of light industry, namely a variety of high-speed sewing machines, associated with the wear of friction. To improve the uptime of friction of the proposed technology and design special vibrating equipment for the discrete pulse deposition holes with steel balls, experimental equipment and recording equipment, the methodology of research. Preliminary experimental studies on influence of various parameters on the magnitude of the instantaneous fluid pressure in the nozzle. Using design of experiment obtained the regression equation for determining maximum instantaneous pressure and the optimum constructive relations and modes of operation of the vibration actuator.

Keywords: vibration equipment, dynamic characteristics, design of experiment, the best modes of equipment.

Вступ

Підвищення виробничих характеристик обладнання легкої промисловості, його продуктивності прямо призводить до росту температурно-силового напруження їх вузлів, зокрема, пар тертя. Термін служби будь-якого механізму залежить від роботи окремих вузлів. Основними видами відмовлень (більш 80 %) є передчасний знос тертьових вузлів і деталей машин. Підшипники ковзання є складовою частиною практично будь-якого агрегату, машини або механізму і, як свідчить накопичений досвід їхньої експлуатації, у більшій мірі визначають їх надійність і довговічність.

Одним з найважливіших питань машинобудування і ремонтного виробництва є забезпечення працездатності закритих вузлів тертя, що обмежують працездатність механізмів і обладнання в цілому, контролювати роботу яких постійно практично неможливо. Специфіка даних вузлів тертя пов'язана зі складністю контролю їх працездатності і широких діапазонів зміни зовнішніх умов їх експлуатації.

Значна частина витрат на обслуговування і ремонт обладнання легкої промисловості, а саме різноманітних швидкісних швейних машин, пов'язана зі зношуванням вузлів тертя. У той час при пусках і зупинках має місце найбільший знос. Однією з головних причин непропорційно великого зносу під час пуску є те, що режим змащування вузлів тертя при цьому принципово відрізняється від режиму змащування вузлів при нормальних обертах двигуна. Це призводить до недостатнього змащування, а у деяких випадках до задирів.

Одним з вискоєфективних та технологічно не складних способів рішення завдання покращення мастилоємкості поверхонь є формування системи мастильних канавок.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

У роботах Е. Фальца, Ф.Н. Авдонькіна, С. Радчика та інших пропонуються різні варіанти формування мастилоутримуючого профілю. Основою розробки ефективних рекомендацій з параметрів і характеристик профілю канавок є дослідження механіки руху мастила по поверхні.

З аналізу виконаних досліджень з'ясовано, що основна причина значного зносу вузлів тертя при пусках є погані умови змащування поверхонь тертя під час пуску. Головний висновок в аналізі причин високого пускового зносу полягає в недосконалому змащенні поверхонь, що, як правило, є граничне, напівсухе або змішане. Зменшення пускового зносу можливе, головним чином, за рахунок поліпшення умов змащування.

Проблеми надійності і довговічності роботи підшипникових вузлів за рахунок дії мастильного матеріалу докладно досліджені в роботах М. А. Галахова, Д. Н. Гаркунова, Ю. Н. Дроздова, Д. С. Кодніра, С. А. Чернавського та ін. Аналіз літературних джерел свідчить, що одним з ефективних і простих способів підведення мастильного матеріалу в зону фрикційного контакту і його тривалого утримування там є створення на контактуючих поверхнях спеціального профілю, що складається із сукупності мікроканавок. У роботах Радчика С. Джонсона К. Дихи А. В. та інших пропонуються різні варіанти формування мастилоутримуючого профілю. Основою розробки ефективних рекомендацій з параметрів і характеристик

профілю канавок є дослідження механіки руху мастила по поверхні.

Для поліпшення умов змащування одним з напрямків було створення певного мікрорельєфу на поверхнях ковзання, а саме на внутрішній поверхні підшипника. Позитивні результати цього аспекту були отримані в дослідженнях А.Г. Кузменко, О.В. Дихи, О.П. Бабака [1]. Питання, пов'язані зі створенням регулярних рельєфів, також детально вивчені в роботах Ю.Г. Шнейдера, Л.Г. Одінцова та інших авторів.

Отримані при цьому канавки виконують функцію змащувальних кишень, що сприяють утриманню і розподілу масла в зоні тертя і, у такий спосіб, підвищенню зносостійкості сполучення в цілому. Мастилоутримувальні канавки, як правило, змінюють геометрію поверхні матеріалів і, відповідно, несучу площу контакту при взаємодії з іншими поверхнями.

Форма і розміри канавок визначаються технологією їх отримання. Для опису розподілу матеріалу в поверхневому шарі за наявності спеціальних рельєфів частіше за все застосовують стандартні параметри шорсткості і параметри опорних кривих профілю. У багатьох випадках глибина нанесених мастилоутримувальних канавок значно перевершує висоту початкової шорсткості. В результаті геометрія мастилоутримувального профілю може бути визначальною в процесі формування реального контакту.

Серед параметрів регулярних профілів важливими, з погляду формування експлуатаційних характеристик поверхні, є: напрямок ліній профілю щодо напрямку відносного ковзання, відносна площа поверхні (відношення площі, зайнятої канавками, до загальної площі), глибина і форма змащувальних канавок. Узагальнюючи результати багатьох досліджень зносостійкості поверхонь з регулярним рельєфом, можна намітити певні рекомендації щодо наведених вище параметрів.

Кращі результати дають поперечні відносно напрямку переміщення канавки, оскільки в цьому випадку забезпечуються більш сприятливі умови для мащення, і в цілому поверхня має більшу несучу здатність в порівнянні з поздовжніми канавками. Що стосується відносної площі поверхні, то тут оптимальними вважаються випадки, коли площа змащувальних канавок складає 40–50 % від загальної площі поверхні. Для надійного утримання масла, забезпечення перетікання його з канавки в зону контакту поверхонь, видалення забруднень найкращі результати дають канавки круглої форми.

Виділення невирішеної раніше частини загальної проблеми

З аналізу методів та конструктивних особливостей оснащення для нанесення мастилоутримуючих канавок встановлено, що використовуються спеціальні пристрої та універсальне верстатне обладнання, яке призначено для виконання токарних, фрезерних робіт. Його потужність та технологічні можливості використовуються не раціонально.

Запропоновано, для операції нанесення мастилоутримуючого профілю на шийку валу, спроектувати спеціальне вібраційне обладнання для дискретного гідроімпульсного нанесення лунок за допомогою сталевих кульок [2] та визначити оптимальні режими його роботи. Операцію нанесення мастилоутримуючого профілю рекомендовано проводити після чистового оброблення поверхні з наступним викінчувальним шліфуванням наростів перед гартуванням виробу [3].

Мета роботи

Провести експериментальні дослідження впливу конструктивних характеристик та режимів роботи вібраційного приводу на величину миттєвого тиску в робочому органі установки для нанесення мастилоутримуючих лунок та визначити їх оптимальні параметри.

Виклад основного матеріалу

Величина миттєвого гідродинамічного тиску пульсуючого потоку є одним з визначальних факторів технологічного процесу кулькового нанесення лунок. На величину миттєвого гідродинамічного тиску струменю рідини, що утворюється на виході з насадка гідропульсатора, впливає багато факторів. Це перш за все конструктивні параметри гідропульсатора: діаметр камери пульсації; діаметр насадка та параметри приводу – амплітуда та частота пульсації. Для визначення впливу цих факторів на величину миттєвого гідродинамічного тиску були створені експериментальні установки (рис. 1), розроблена методика проведення експериментів та проведені попередні пошукові дослідження.

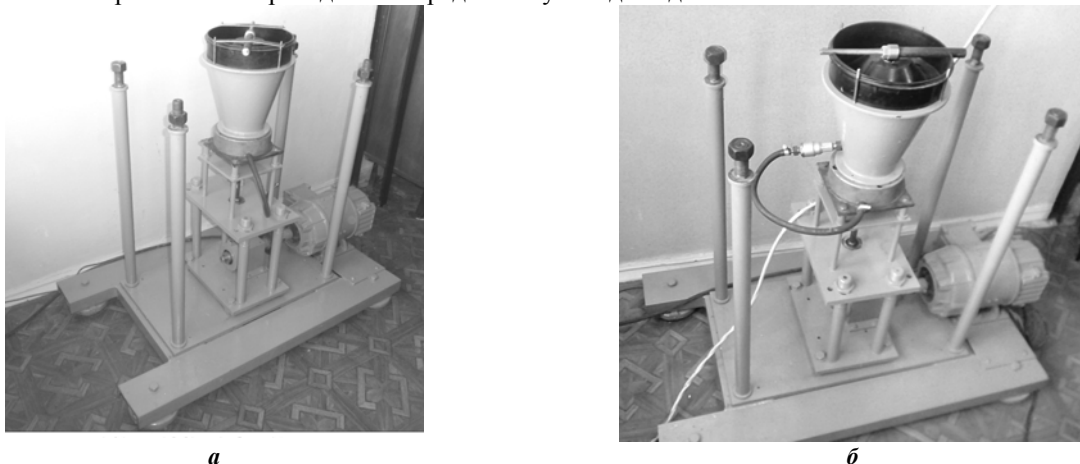


Рис. 1. Загальний вигляд експериментальних установок: а – без зворотного клапана; б – із зворотним клапаном

Величина максимального миттєвого тиску визначалась за допомогою мембранного тензометричного датчика та реєструвалась осцилографом. Датчик встановлювався на відстані 25 мм від зрізу насадка. Дослідження проводились на експериментальній установці без встановлення зворотного клапана між камерою пульсації та ванною з рідиною (рис. 1, а).

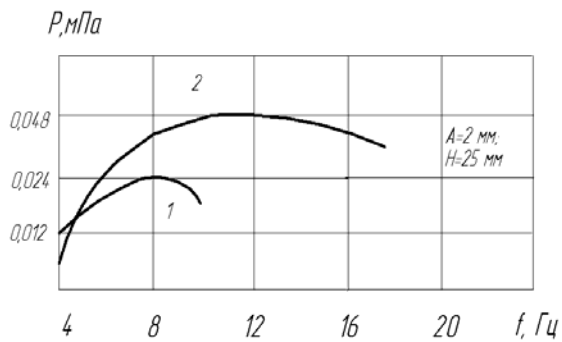


Рис. 2. Залежність максимального миттєвого тиску рідини від частоти коливань та діаметра насадка: 1 – $d_n = 6,3$ мм; 2 – $d_n = 10$ мм

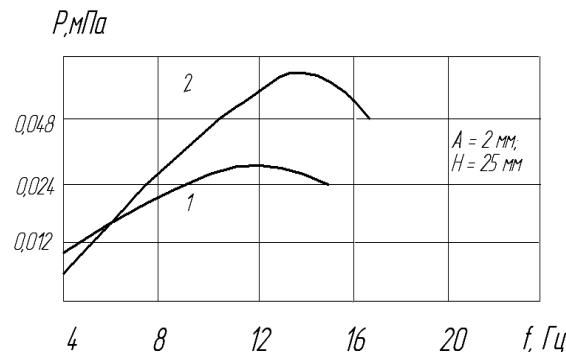


Рис. 3. Залежність максимального миттєвого тиску рідини від частоти коливань та діаметра насадка: 1 – $d_n = 6,3$ мм; 2 – $d_n = 10$ мм при встановленому зворотному клапані

Результати експериментальних досліджень наведені у вигляді графіків (рис. 2). З наведених експериментальних даних можна зробити такі висновки. Зі збільшенням діаметра насадка від 6,3 до 10 мм, при певних параметрах коливань, спостерігається зростання величини максимального миттєвого гідродинамічного тиску, який діє на кулькові тіла (рис. 2).

З'ясовано, що залежність миттєвого тиску від частоти має екстремальний резонансний характер. Максимальні значення залежно від інших сталих параметрів коливань досягаються при частотах від 8 Гц до 10 Гц. Із зростанням частоти коливань спостерігається зменшення величини максимального миттєвого гідродинамічного тиску

Це пояснюється тим, що за цими частотами починають проявлятися демпфуючі властивості газорідинної суміші в пульсуючій камері, що призводить до того, що в пульсуючу камеру при ході мембрани вниз починає затягуватись менший об'єм суміші, відповідно і менший об'єм суміші виштовхується при ході мембрани уверх.

Надалі було проведено серію досліджень по визначенню величини максимального миттєвого гідродинамічного тиску пульсуючого потоку на експериментальній установці із встановленим зворотним клапаном (рис. 1, б) при тих же параметрах роботи приводу.

З результатів експерименту (рис. 3) встановлено, що при застосуванні зворотного клапана збільшується максимальний миттєвий гідродинамічний тиск та його найбільші значення досягаються при більших частотах коливань приводу. Це говорить, що продуктивність процесу можна підвищити та можливо отримати більшу глибину лунок.

Газова складова суміші при цьому зменшується завдяки зменшенню швидкості втягування рідини у камеру пульсації (застосування клапана збільшує прохідне січення і тим самим зменшує швидкість потоку і відповідно зменшується виділення газових пухирців). Для отримання максимальних значень тиску необхідно працювати на частотах від 10 Гц до 14 Гц при відповідних діаметрах насадків.

На основі методики проведення досліджень з використанням багатофакторного експерименту [4, 5] були проведені експериментальні дослідження для встановлення залежностей максимального миттєвого тиску у насадку, від співвідношення діаметра камери пульсації до діаметра насадка D_k / d_n , частоти пульсації приводу f , та амплітуди пульсації приводу A .

В процесі виконання експерименту змінювали розміри камери пульсації при постійному діаметру насадка 10 мм, за допомогою кулачків з різним ексцентриситетом змінювали амплітуду коливань, а зміною напруги, яка подавалась на двигун постійного струму, змінювали частоту коливань приводу.

Для кожного з незмінних факторів експеримент проводили в трикратній повторюваності, а в нульовій точці 6 разів для визначення дисперсії, після чого встановлювали середнє значення результату, яке використовували для подальшого статистичного оброблення. Під час проведення експерименту враховувалась лише максимальне значення миттєвого тиску.

Для побудови вибраної математичної моделі з усього напрацьованого експериментального масиву даних складено таблиці результатів досліджень, визначено коефіцієнти регресії квадратичного полінома, отримані значення коефіцієнтів регресії та їх надійні інтервали. Виконавши кодування факторів, експерименти проводились згідно з робочою матрицею [4, 5].

Рівняння регресії максимального миттєвого тиску залежно від співвідношення діаметра камери пульсації до діаметра насадка, частоти пульсації приводу, амплітуди пульсації приводу за результатами проведених досліджень у кодованих величинах має вигляд:

$$y = 0,2728 + 0,067x_1 + 0,0091x_2 - 0,052x_3 - 0,0156x_1x_2 - 0,0756x_1x_3 - 0,0007x_2x_3 - 0,0339x_1^2 - 0,00225x_2^2 - 0,0203x_3^2, \tag{1}$$

де x_1 – співвідношення діаметра камери пульсації до діаметра насадка (D_K/d_H);
 x_2 – частота пульсацій приводу;
 x_3 – амплітуда пульсацій приводу.

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівняння регресії (1) до реального експериментального процесу проводили згідно з методикою [4, 5].

Таким чином, після проведених розрахунків коефіцієнтів рівнянь регресії встановлено, що для коефіцієнта b_{23} не виконується умова його значущості, тобто його величина була менша за надійні інтервали.

Тоді кінцеве рівняння регресії, що відображає функціональну залежність у кодованих величинах має вигляд:

$$y = 0,2728 + 0,067x_1 + 0,0091x_2 - 0,052x_3 - 0,0156x_1x_2 - 0,0756x_1x_3 - 0,0339x_1^2 - 0,00225x_2^2 - 0,0203x_3^2. \quad (2)$$

Потім проводилась перевірка адекватності отриманої моделі за критерієм Фішера. Модель адекватна, якщо:

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S^2\{y\}} < F(Q; f_a; f_s), \quad (3)$$

де S_{ad}^2 – дисперсія адекватності;
 $S^2\{y\}$ – дисперсія відтворюваності;
 $F(Q; f_a; f_s)$ – квантіль розподілу Фішера, знаходиться згідно з [5]

$$F(Q; f_a; f_s) = 4,735. \quad (4)$$

Дисперсія адекватності визначається за формулою:

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{Q=1}^N (y_u - \bar{y}_u)^2 - \sum_{Q=1}^{N_0} (y_{uo} - \bar{y}_o)^2}{N - \frac{(k+2)(k+1)}{2} - (N_0 - 1)}. \quad (5)$$

Значення дисперсії адекватності при $\gamma_a = 10,5$; $\gamma_s = 5$; $S_{ad}^2 = 9,04 \cdot 10^{-5}$. Тоді $F = 4,52$, тобто $4,52 < 4,735$ – модель адекватна.

Визначимо оптимальні значення параметрів z_1, z_2, z_3 , провівши диференціювання рівняння регресії (2) по параметрам, прирівнявши отримані рівняння до нуля.

$$\begin{aligned} 67 - 15,6z_2 - 75,6z_3 - 67,8z_1 &= 0 \\ 9,1 - 15,6z_2 - 0,6z_3 - 45z_2 &= 0 \\ -5,2 - 75,6z_1 - 0,6z_2 - 40,6z &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Рішення системи рівнянь має корні $z_1 = 0,38$; $z_2 = 0,34$; $z_3 = 1,16$. Визначимо натуральні значення параметрів z_1, z_2, z_3 , розкодував їх. Це відповідно: співвідношення діаметру камери до насадка $D/d = 12$, частота коливань $f = 14$ Гц, амплітуда коливань $A = 0,002$ м.

Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (2) після перетворення та спрощення виразів прийме остаточний кінцевий вигляд:

$$y = -0,89638 + 0,0069D + 0,05893f + 0,1793A - 0,000066Df - 0,001258DA - 0,000009392D^2 - 0,00144f^2 - 0,0201A^2. \quad (7)$$

Отримане рівняння регресії (7) може бути використане для визначення максимального миттєвого тиску у насадку залежно від співвідношення діаметра камери пульсації до діаметра насадка, частоти пульсацій приводу, амплітуди пульсацій приводу у таких межах зміни вхідних факторів:

$$60 \leq (D_K/d_H) \leq 180; \quad 8 \leq f \leq 20(\text{Гц}); \quad 1 \leq A \leq 3(\text{мм}).$$

Для визначення впливу основних складових показників (змінних факторів) на параметр оптимізації, тобто встановлення залежності величини максимального миттєвого тиску у насадку від величини діаметра камери пульсації при діаметрі насадка 10 мм, амплітуди коливань, частоти коливань мембрани використали програмне забезпечення "MathCad 14" для ПК і за допомогою нього побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку.

Результати аналізу даних експериментальних досліджень зміни величини тиску у насадку

представлено в графічній формі на рис. 4–6. Графіки побудовано за допомогою програми "MathCad 14".

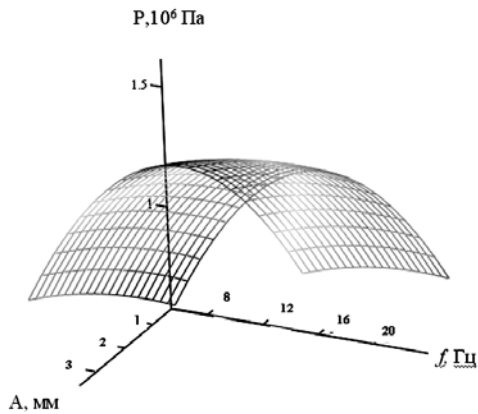


Рис. 4. Поверхня відгуку залежності максимального миттєвого тиску у насадку від частоти та амплітуди коливань для камери стиснення $D=120$ мм

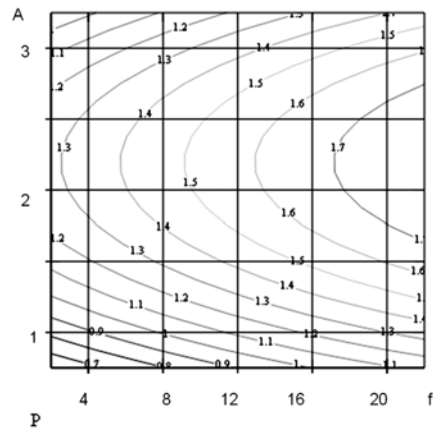


Рис. 5. Двовірний переріз поверхні відгуку залежності максимального миттєвого тиску у насадку від частоти та амплітуди коливань для камери стиснення $D=120$ мм

Побудовані поверхні відклику мають екстремальний характер залежно від частоти коливань, що було отримано при теоретичному дослідженні [6]. Величина тиску при малих частотах росте, а потім падає зі збільшенням амплітуди коливань в наслідок виникнення кільцевої порожнини у насадку, що зменшує розмір прохідного сечення насадка.

На рис. 6 зображено поверхні відклику, які показують вплив на миттєвий тиск у насадку діаметру камери пульсації та амплітуди коливань приводу. Встановлено, що за постійного діаметра насадка збільшення діаметру камери пульсації веде до зменшення сили тиску.

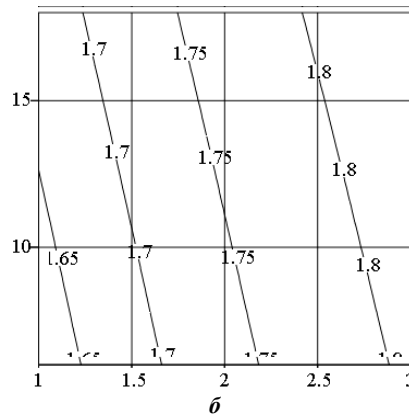
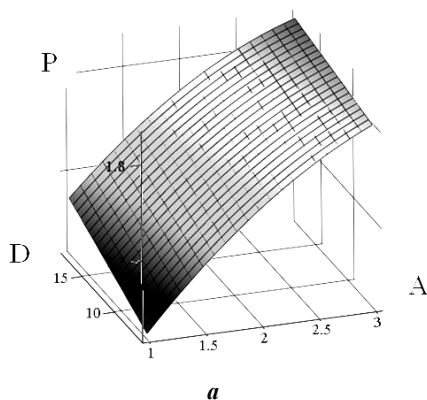


Рис. 6. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності максимального миттєвого тиску у насадку від діаметру камери і амплітуди коливань при частоті коливань $f=14$ Гц

На рис. 7 показано результати розрахунку по рівняння регресії (7) за допомогою програми "MathCad 14" впливу на миттєвий максимальний тиск у насадку при зміні частоти коливань приводу та при різних амплітудах (1,2,3 мм) та постійному співвідношенні діаметра камери до діаметра насадка (120/1). Встановлено, що при збільшенні амплітуди коливань миттєвий максимальний тиск у насадку падає по причині збільшення швидкості протікання рідини крізь насадки та збільшенні кільцевої порожнини у ньому, що зменшує похідне сечення насадка. На рис. 8 показані порівняльні графіки миттєвого максимального тиску, який побудовано за рівнянням регресії (крива 1) та отримано експериментально (крива 2) для певного співвідношення діаметра камери пульсації до насадка $D/d = 120/1$, та відстані від датчика до зрізу насадка $H = 0,025$ м.

Розходження результатів розрахунків (рис. 8) за результатами багатофакторної моделі (крива 1) і результатів експерименту (крива 2) пояснюються похибкою під час проведення експерименту та деякими допущеннями прийнятими в математичній моделі (неврахуванням деяких факторів).

На частотах, при яких спостерігаються максимальні значення миттєвого тиску, похибка на перевищує 5%. Отже отримане рівняння регресії (7) описує процес зворотно - поступального руху рідини в робочому органі з точністю, достатньою для застосування її при розрахунках устаткування для нанесення мастилоутримуючих лунок.

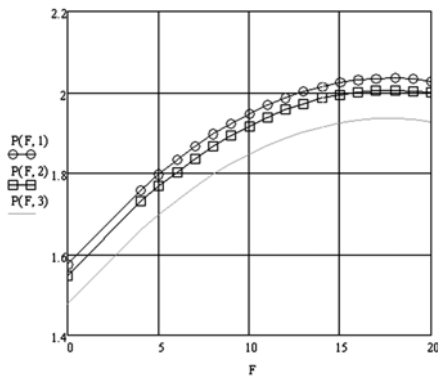


Рис. 7. Залежність максимального миттєвого тиску від частоти пульсацій: P(F1) – $A = 1$ мм; P(F2) – $A = 2$ мм; P(F3) – $A = 3$ мм

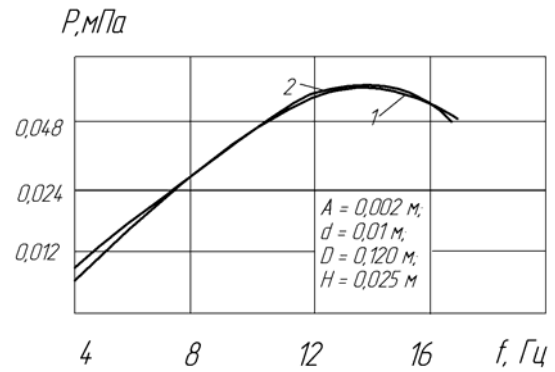


Рис. 8. Залежність максимального миттєвого тиску від частоти пульсацій: 1 – крива, побудована за результатами багатфакторної моделі; 2 – крива, побудована за результатами експерименту

Висновки

Аналізуючи вище викладене, можна зробити такі висновки:

1. Найбільший вплив на максимальний миттєвий тиск мають параметри вібраційного приводу – частота пульсацій f . Залежність максимального миттєвого тиску від частоти пульсацій має екстремальний характер. Його зростання, при збільшенні частоти коливань, пояснюється збільшенням швидкості протікання рідини крізь насадок. Зменшення, після досягнення максимального значення, пояснюється тим, що за певних умов в камері пульсації досягається така концентрація газових пухирців, внаслідок чого в камеру крізь насадок втягується та виштовхується менша маса рідини. Встановлено оптимальні конструктивні параметри робочого органу, які пов'язані з режимами роботи приводу, саме: співвідношення діаметру камери до насадка $D/d = 12$, частота коливань $f = 14$ Гц, амплітуда коливань $A = 0,002$ м.

2. Запропонована конструкція вібраційного обладнання для нанесення мастилоутримуючих лунок на шийках валів дає можливість підвищити силу удару металевих кульок на 9%, а за рахунок застосування зворотного клапану максимальний миттєвий тиск струменю досягається на більших частотах коливань приводу 14 Гц, що дає підвищення продуктивності процесу.

Література

1. Кузьменко А.Г. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей : монография / А.Г. Кузьменко, А.В. Дыха. – Хмельницький : ХНУ, 2007. – 344 с.
2. Гордеев О.А. Технологічні методи підвищення довговічності вузлів ковзання обладнання легкої промисловості / О.А. Гордеев, А.К. Кармаліта // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2012. – № 3. – С. 7–13.
3. Пат. на корисну модель 81625 України, МПК В24С 1/00. Вібраційний пристрій для нанесення мастилоутримуючих лунок на шийках валів / М.Є. Скиба, А.К. Кармаліта, О.А. Гордеев (Україна); заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – у 201214215; заяв. 13.12.2012; опубл. 10.07.2013, Бюл. № 13. – 3 с.
4. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грабовский – М. : Наука, 1976. – 279 с.
5. Душинський В.В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням / В.В. Душинський. – К. : НТУУ «КПІ», 1988. – 408 с.
6. Гордеев О.А. Аналіз динамічних характеристик приводу вібраційного обладнання для нанесення мастилоутримуючих канавок / О.А. Гордеев, А.К. Кармаліта, В.М. Павловський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – № 5. – С. 16–20.

References

1. Kuzmenko A.G., Dyha A.V. Kontakt, trenie i iznos smazanyh poverhnostey. Monografiya. Hmelnickiy, HNU, 2007, 344 p.
2. Pat. na korisnu model 81625 Ukraini, MPK V24C 1/00. Vibratsionnyi pristruiy dlya nanesennya masloutrimuyuchih lunok na shiykah valiv / M.E. Skiba, A.K. Karmalita, O.A. Gordeev (Ukraina); zayavnik i patentovlasnik Hmelnickiy nac. un-t. - u 201214215; Zayav. 13.12.2012; Opubl. 10.07.2013, Byul. № 13, 3 p.
3. Gordeev O.A., Karmalita A.K. Tehnologichni metodi pidvischennya dovgovichnosti vuzliv kovzannya obladnannya legkoї promislivosti. Herald of Khmelnytsky National University, Technical sciences, 2012, № 3, pp. 7–13.
4. Adler Y.P., Markova E.V., Grabovskiy Y.V. Planirovanie eksperimenta pri poiske optimalnyh usloviy. Moscow, Nauka, 1976, 279 p.
5. Dushinskiy V.V. Osnovi naukovih doslidjen. Teoriya i praktikum z programnim zabezpechenniam. Kii, NTUU «KPI», 1988, 408 p.
6. Gordeev O.A., Karmalita A.K., Pavlovskiy V. M. Analiz dinamichnih harakteristik privodu vibratsionogo obladnannya dlya nanesennya mastiloutrimuyuchih kanavok. Herald of Khmelnytsky National University, Technical sciences, 2013, № 5, pp. 16–20.