

## СУЧАСНИЙ СТАН ВПРОВАДЖЕННЯ БЕЗВІДХОДНИХ ТА МАЛОВІДХОДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІБРАЦІЙ

*Проблеми сучасного машинобудування, що пов'язані із зменшенням витрат матеріалів та енергії, вирішуються завдяки впровадженню сучасних безвідходних або маловідходних технологій обробки тиском. До таких технологій, зокрема, відносяться процеси холодного радіального розкочування, або місцевої локалізованої деформації, що забезпечують, наприклад, виготовлення кілець шарикопідшипників з коефіцієнтом використання матеріалу 0,7..0,75. Підвищити ефективність цього процесу дозволяє додаткове вібраційне навантаження за рахунок використання поверхневого, об'ємного та часового факторів вібраційної обробки. У теперішній час відсутність відповідного обладнання з енергоємним та регульованим вібраційним приводом обмежує можливість його застосування.*

*Проблемы современного машиностроения, что связаны с уменьшением расхода материалов и энергии, решаются благодаря внедрению современных безотходных или малоотходных технологий обработки давлением. К таким технологиям, в частности, относятся процессы холодной радиальной раскатки, или местной локализованной деформации, обеспечивающие, например, изготовление колец шарикоподшипников с коэффициентом использования материала 0,7 .. 0,75. Повысить эффективность этого процесса позволяет дополнительная вибрационная нагрузка за счет использования поверхностного, объемного и временного факторов вибрационной обработки. В настоящее время отсутствие соответствующего оборудования с энергоемким и регулируемым вибрационным приводом ограничивает возможность его применения.*

**Мета роботи.** Розглянути сучасний стан впровадження безвідходних та маловідходних технологій з використанням вібрацій та визначити шляхи підвищення ефективності цих процесів за рахунок вібронанвантаження, що в результаті дає можливість зменшити робоче зусилля деформування та загальні енерговитрати.

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Впровадження прогресивних безвідходних технологій обробки металів дозволяє вирішити проблеми сучасного машинобудування, що пов'язані із зменшенням витрат матеріалів та енергії. До цих технологій відносяться процеси розкочування, або процеси локалізованої деформації, які дозволяють забезпечити не тільки безвідходне виробництво, наприклад, кілець підшипників при мінімальних енергетичних витратах, але й підвищити точність та значно зменшити їх собівартість [1-5]. Ефективність цих процесів суттєво залежить від можливостей приводів розкочувального обладнання, що використовується для їх реалізації.

Роботи по створенню, дослідженню, вдосконаленню та впровадженню кільцезрозкочувального обладнання за часів СРСР проводилися у 70-ті роки в багатьох науково-дослідних інститутах (ВНДІметмаш, НДІтракторсільгоспмаш, ВНДІПП) та навчальних (МВТУ ім. М. Баумана, МАТІ, ЛПІ) закладах, на підприємствах ДПЗ-4, ДПЗ-16, ДПЗ-18[2,3,4,5,6] та ін.. За кордоном в цьому напрямку спеціалізувалися фірми Levy та Form-Floо в Англії, Wagner та Banning у ФРН (Західна Німеччина). У 80-х роках проведені роботи по створенню обладнання для холодного розкочування кілець підшипників у НДР (Східна Німеччина) та ПНР(Польща). Серійно виготовлені машини мод.UPW63 ( НДР ) були закуплені Японією, США, СРСР, Швецією, Австрією, Індією. Машина польського виробництва мод.WZW-1 теж отримала позитивні оцінки фахівців. В цей же час були розроблені та створені розкочувальні машини в Японії

(фірма Кисей) та СРСР( ДПЗ - 4 ), але підхід до реалізації на них технології холодного розкочування відрізнявся. Для машини японського виробництва в якості вихідного матеріалу використовувалася гарячекатана труба, а для машини радянського виробництва холоднокатана. Кожна з цих технологій мала певні переваги та недоліки, що пов'язані з однорідністю структури оброблюваного матеріалу, хоча приводи самих машин суттєво не відрізнялися. Розкочування кілець забезпечувалося групою радіально розташованих по відношенню до заготовки роликів або спеціальною матрицею, що обмежували збільшення зовнішнього діаметру заготовки. Матриця охоплювала заготовку по всьому діаметру, стримувала витяжку останньої та відповідно збільшувала уширення [2]. В основу кінематики машин закладалася схема радіального розкочування кільцевих заготовок, а приводи здебільшого використовувалися механічні та гідравлічні.

Великий досвід роботи по створенню такої маловідходної технології накопичено на ДПЗ-4[2,5,6]. Проведений авторами аналіз показав, що під час токарної обробки підшипникових кілець з трубних заготовок середній коефіцієнт використання метала(КВМ) складає лише 0,47 і тільки при виготовленні деяких типів кілець досягає 0,57. З метою зменшення витрат металу було запропоновано новий технологічний процес, який раціонально поєднував холодне відкрите розкочування кільцевих заготовок з наступною механічною обробкою різанням. В якості вихідних заготовок використовувалися гарячекатані труби, які розрізалися по довжині у відповідності до ширини кілець, що виготовляються. Технологічним процесом передбачалася можливість використовувати штучні заготовки, які отримувалися вільним куванням або гарячею прокаткою. Отримані холодним відкритим розкочуванням чорнові кільця мали достатньо високу точність по зовнішньому діаметру та стабільні розміри. На прикладі статистичної обробки виготовленої партії зовнішніх кілець 212-го підшипника (200 штук) отримані такі результати (коефіцієнт надійності  $\alpha = 0,99$ ):зовнішній діаметр кільця  $110,56 \pm 0,0498$ мм; овальність зовнішнього-го діаметра 0,09 мм; конусність зовнішнього діаметра 0,07 мм.

Також відмічено суттєве зменшення різностінності розкочених чорнових заготовок у порівнянні з вихідними у 8-10 разів, що дає можливість уникнути додаткової токарної обробки. Наприклад, для гарячекатаних труб по ГОСТ 801-79, що мають різностінність в межах 20%, чорнові розкочені заготовки з цих же труб мають різностінність лише 2%. Тільки за рахунок цього досягається економія металу близько 20,3%. Холодне розкочування трубних заготовок проводилося на обладнанні, принцип дії якого запозичено у різерозкочувальних верстатів з механічним та гідравлічним приводом. Кінематична схема машини для розкочування кілець, в якій одночасно був використаний механічний та гідравлічний привод, показана на рис.1.3. Вона була реалізована у відомих машинах моделей МГР-150, МГР-250, МГР-300, МГР-500, РМ-300М, РМ-500[9]. На цих машинах, що випускалися серійно, розкочували кільця з зовнішнім діаметром 80-600мм та шириною 20-145мм. Продуктивність їх становила 600-160 кілець за годину в залежності від розкочуваного діаметру. Для підприємств по виробництву підшипників на ДПЗ-4 на базі машин моделей МГР-250 та МР300М було створено автомат мод.4К-0-46. Кільцева заготовка 19(див. рис.1) розкочується між внутрішнім холостим валком 18 та зовнішнім приводним валком 2[2].

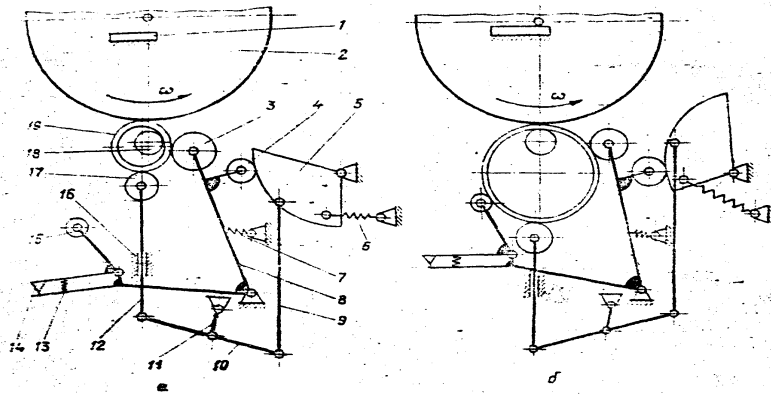


Рис.1. Схема розкочування кілець шарикопідшипників на автоматі мод. 4К-0-46:  
а – початок розкочування; б – кінець розкочування

По існуючій у нас інформації, в останнє десятиріччя в Німеччині, Швеції, Росії та Україні використанню та впровадженню нових маловідходних та безвідходних технологій з виготовлення кілець підшипників приділяється особлива увага, але відкритих публікацій з цього приводу, в яких розкрилася суть розробок, нами не виявлено.

В зв'язку з цим, особливо актуальним є питання підвищення ефективності та впровадження нових більш прогресивних маловідходних та безвідходних вібротехнологій. Перші згадки про ефективність вібраційного навантаження під час обробки тиском з'явилися ще в 30-х роках, а в 40–50-х були опубліковані у періодичних виданнях результати перших наукових праць І.А. Норіцина, Ю.Л. Рождественського, Ю.П. Согрішина, Ю.М. Карнова та А.А. Вороніна, П. Станковича, що присвячувалися дослідженню процесів деформування металу в умовах вібраційного навантаження осередку деформації за термінологією авторів також “пульсуючого”, “циклічного”. У висновках автори відмічали можливість зменшення робочих зусиль (у 1,5-2 рази) на виконавчому органі машини, збільшення коефіцієнту витяжки. Це пояснювалося зниженням контактного тертя, покращанням умов протікання процесів пластичного деформування за рахунок більш рівномірної напруги по об'єму пресформи.

Найбільш інтенсивно дослідницькі роботи в галузі вібраційної обробки металів тиском проводилися у 60 – 70-х роках. Практично були охоплені усі процеси обробки тиском: кування, штампування, прокатування, волочіння, пресування, обкатка. Першу спробу проаналізувати та узагальнити отримані результати зробили В.М. Клименко та В.М. Шаповал [4]. Вони розглянули процес пластичного деформування з загальновідомої точки зору взаємодії формуючого інструменту та металу, а також затраченої механічної роботи. Безпосередньо на процес пластичного деформування витрачається енергії значно менше ніж на виконання роботи по подоланню опору силам тертя на поверхні контакту інструмента з оброблюваним металом, поглинається та розсіюється металом, інструментом і навколишнім середовищем. Пластичне деформування в таких процесах проходить за умов довготривалого напруженого зв'язку між інструментом та оброблюваним металом, що визначає значні втрати робочого зусилля, потужності та ККД. Суттєво впливає на процес пластичного деформування (рух дислокацій, зміцнення та знеміцнення металу, що деформується) швидкість його протікання. Якщо враховувати вищезгадані обставини, то є можливість пояснити доцільність застосування в осередку деформації вібраційного (пульсуючого, циклічного) навантаження. Таким чином, зниження напруг деформування автори пояснюють зміною умов тертя на поверхні контакту інструмента з оброблюваним металом (поверхневий фактор), зниженням опору метала деформації (об'ємний фактор), а також перерозподіленням в часі навантаження осередку деформації (часовий фактор). Перших два фактори впливають на миттєве значення робочих напруг, а дія третього полягає в тому, що середні значення сил деформування

виявляються нижче тих, які при решті рівних умов мали би місце під час безперервного деформування статичною силою.

Поверхневий фактор вібраційної обробки тиском відмічали практично усі дослідники. Вони пояснювали зменшення втрат на тертя:

- пружним відновленням форми метала під час розвантаження;
- зміною напрямлення дії сил контактного тертя при циклічному відносному переміщенні контактуючих поверхонь інструменту та оброблюваного металу;
- зниженням коефіцієнту контактного тертя в результаті підвищення середньої швидкості ковзання на контактній поверхні (для процесу вібраційного волочіння зниження коефіцієнту тертя пояснювалося кращими умовами змащення під час вібраційного навантаження).

Пружне відновлення може мати місце у випадках, коли об'єкт обробки підпадає під вплив багаторазового та досить частого циклічного навантаження як у випадках вібропресування, вібраційної штамповки. Для процесів, в яких зміна осередка деформації відбувається досить швидко (волочіння, прокатка, обкатка), цей ефект не має суттєвого значення. Зміну напрямлення дії сил при циклічному відносному переміщенні контактуючих поверхонь інструменту та оброблюваного матеріалу найбільш характерно проявляється в процесі деформування прутка волокою, що обертається. Фактично одну і ту ж саму силу тертя долають механізми волочіння та обертання волоки. Доля кожного з них буде залежати від швидкості його дії. Якщо відношення швидкості волочіння до колової швидкості волоки не перебільшує 1:10, то сили тертя долає головним чином механізм обертання волоки. В роботі [5] наведено показник співвідношення сил тертя під час віброволочіння та звичайного волочіння, який завжди менше одиниці

$$\Pi = \frac{N_o}{N} \frac{f_o}{f} = \frac{1}{T} \int_0^T \cos \gamma dt, \quad (1)$$

де  $N, N_o, f, f_o$  – відповідно нормальні сили та коефіцієнти тертя вібраційного та звичайного волочіння;  $T$  – період зміни швидкостей;  $\gamma$  – кут напрямлення відносної швидкості.

Зниження коефіцієнту контактного тертя в результаті підвищення середньої швидкості ковзання на контактній поверхні відоме як швидкісний ефект циклічного деформування. Об'ємний фактор вібраційної обробки металів тиском проявляється у зміні пластичних властивостей металу. Розтяг металу повторними циклами дозволяє зменшити напругу текучості, нарощувати видовження зусиллям “першого навантаження” [7,8]. Автори пояснюють це тим, що зерна структури металевого зразка під дією напруги розтягу отримують різну ступінь деформації. В результаті виникають додаткові напруги, які врівноважуються в межах декількох зерен та викликають в останніх об'ємний напружений стан. Напружений стан окремих зерен може різко відрізнятися величиною головних напруг та їх знаком. Під час кожного наступного навантаження циклу головні напруги додаються до залишкових та утворюють напругу текучості нижчу ніж під час попереднього навантаження. Часовий фактор вібраційної обробки тиском характеризує спосіб формування робочого зусилля в осередку деформації на протязі одного періоду - циклу навантаження. Особливості впливу часового фактора на ефективність періодичного навантаження досліджено в роботах [4,5]. Суть цього навантаження полягає в тому, що за один період  $T$  в осередку деформування прикладається робоче зусилля  $P$  на протязі часу  $T_p$ , а потім на протязі часу  $T_o = T - T_p$  настає розвантаження (до кінця періоду робоче зусилля  $P = 0$ ). Розвантаження може бути частковим, але його значення завжди менше робочого зусилля. Преривчастий характер навантаження дозволяє отримати суттєвий виграв енергетичних витратах. Особливо цікавим є можливість забезпечити створення такого навантаження періодичними імпульсами зовнішніх сил або накладанням змінної

періодичної складової на існуюче статичне навантаження. Здебільшого змінна складова навантаження забезпечується за рахунок коливання інструменту, яким створюються змінні напруги в металі. Підсумовування змінної напруги  $\sigma_{var}$  та постійної напруги  $\sigma_{const}$ , яка забезпечується статичним навантаженням, призводить до того, що в окремі моменти сумарна напруга є достатньою для протікання пластичної деформації, а її постійна складова не може забезпечити пластичну течію метала (рис.2). Таким чином, частину роботи по деформуванню метала виконує головний привод, а решту – вібраційний.

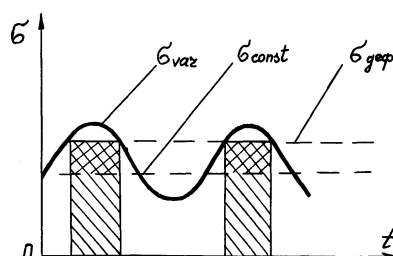


Рис.2. Умови силового навантаження при накладанні змінної періодичної складової напруги на статичну складову

За останні двадцять років використання вібраційних технологій для обробки металів тиском поширилося на операції обкатки, пресування металевих порошків. Вібраційні технології почали використовуватися у суміжних галузях для пресування порошкових матеріалів (карбідів, боридів, нітрідів, оксидів та їх сумішей). Широке використання та впровадження вібраційних маловідходних та безвідходних технологій обробки металів обмежувалося через відсутність спеціально розроблених та створених вібраційних приводів. Як відмічали самі автори досліджень процесів вібраційної обробки, лише в деяких випадках створювалися дослідні, напівпромислові та промислові зразки вібраційних приводів для вібропресів, вібромолотів, прокатних станів. Здебільшого для досліджень використовувалися віброприводи, що були в наявності і не завжди відповідали за своїми характеристиками вимогам проведення експерименту в широкому діапазоні зміни параметрів навантаження (частоти, робочого зусилля, енергії одного циклу, тощо). Найбільш розповсюдженим є вібраційне обладнання з механічним, гідравлічним, та комбінованим типами приводів віброзбуджувачів робочого органу машини. Широкого використання дістав гідроімпульсний привід. Гідроімпульсним називають насосний (з насосом постійної продуктивності) гідравлічний привід, що забезпечує періодичне генерування імпульсів тиску рідини в порожнині приводного гідроциліндра робочої ланки машини за допомогою спеціального двопозиційного гідророзподільника, через який ця порожнина під час збільшення тиску в напорній лінії гідросистеми до заданого значення автоматично з'єднується або з одноцикловим гідроаккумулятором або зі зливом, а під час зменшення тиску в напорній лінії гідросистеми до заданого мінімального значення автоматично від'єднується. Спеціальний двопозиційний гідророзподільник, у відповідності з прийнятою зараз термінологією, отримав назву віброзбуджувача гідроімпульсного приводу з зворотним зв'язком по тиску (замість терміну “клапан-пульсатор”, що раніше використовувався). В гідроімпульсних приводах здебільшого використовуються дво- та триходові віброзбуджувачі, що підключають “на вході” або “на виході” в залежності від обраної принципової гідравлічної схеми (рис.3), яка визначається заданим режимом вібраційного навантаження та вимогами, що стосуються параметрів імпульсів тиску рідини, що генеруються. По своєму конструктивному виконанню віброзбуджувачі бувають одно- та двохкаскадними, можуть забезпечувати дво- та триходову схеми розподілу робочої рідини. За типом запірного елемента віброзбуджувачі гідроімпульсного приводу поділяються на кулькові, клапанні і золотникові, повне відкриття яких відбувається за рахунок власного осьового зсуву під дією сил перепаду тиску на змінну площу підхоплення.

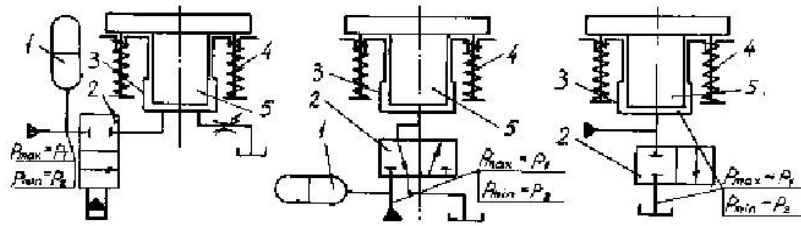


Рис.3. Принципові схеми гідроімпульсного приводу з вібробудувачем “на вході” (а,б) і “на виході”(в)

Найпростішим вібробудувачем з двоходовим розподілом робочої рідини, що використовується у гідроімпульсних приводах, є кульковий (рис.4,а). При досягненні в системі тиску  $p_1$ , що діє на площу  $f$  (розрахункова сила затягування пружини 1  $P_{пр} = p_1 f$ ) кулька 2 зміститься з сідла. Тоді на неї буде діяти сила  $P_1$  ( $P_1 = p_1 F$ ), яка за рахунок відкриття площі  $F$ , збільшується від  $P_{пр}$  до  $P_1$ . Кулька переміститься вгору на величину перекриття  $h$ , таким чином, що напірна магістраль і порожнина виконавчого циліндра з'єднується зі зливом. Тиск у системі падає і при досягненні величини  $p_2$  настає рівновага  $p_1 f = p_2 F$ , коли будь-яке зменшення тиску  $p_2$  викликає посадку кульки 2 на сідло під дією пружини 1. Триходовий вібробудувач (рис.4,б) працює в такий спосіб. Зарядка акумулятора 3 продовжується до тих пір, поки золотник 1 не почне переміщуватися відносно штовхача 2. При цьому перекриється порожнина А, а порожнина Б з'єднується з порожниною В. Одночасно, порожнина Г з'єднується з порожниною В, що призводить до швидкого переключення золотника 1 у положення розрядки акумулятора на робочий циліндр.

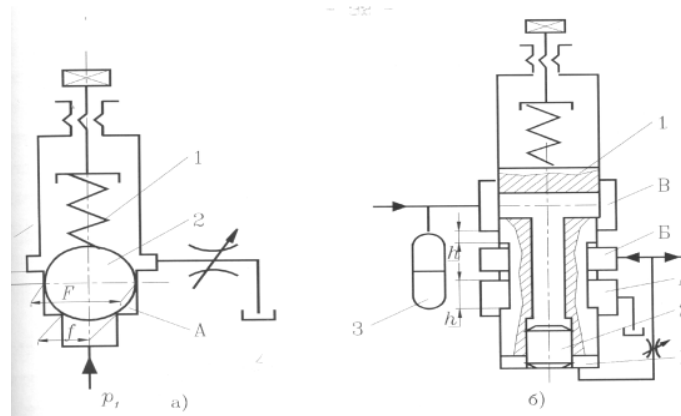


Рис.4. Конструктивні схеми вібробудувачів: а-кулькового; б-золотникового

Математична модель гідроімпульсного приводу для випадку підключення вібробудувача до виконавчого гідроциліндра за схемою "на вході" представлена у вигляді двомасової коливної системи

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + K_B(x_1 + x_{OB}) + C\dot{x}_1^2 + \Phi(x_i, x_i) = K_a(x_{oa} - x_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 + C\dot{x}_2^2 + N = \Phi(x_i, x_i) \end{cases}, \quad (2)$$

де  $\Phi(x_i, x_i)$  - зусилля на заготовці;  $K_a$  - приведена жорсткість акумулятора;  $N$  - осьове зусилля ( $N = \text{const}$ );  $C$  - коефіцієнт сил в'язкого тертя;  $x_i$  - поточні координати переміщення мас;  $x_{OB}$  - початкова деформація пружини;  $x_{oa}$  - приведена деформація робочої рідини у гідроакумуляторі.

Гідроімпульсний привод з віброзбуджувачем “на виході” представлено математичною моделлю у вигляді

$$m_1 \ddot{x}_1 + K_B(x_1 + x_{OB}) + C\dot{x}_1^2 + \Phi(x_i, x_i) = pF, \quad (3)$$

де  $p$  - поточний тиск у порожнині гідроциліндра;  $F$  - площа плунжера.

У результаті дослідження математичних моделей отримані аналітичні вирази для розрахунку основних параметрів робочої ланки вібраційної машини у виді  $x = (t)$ ,  $\dot{x} = (t)$ ,  $\ddot{x} = (t)$ . В ряді робіт [11-15] приділена особлива увага дослідженню динаміки спрацьовування віброзбуджувачів гідроімпульсного привода. Ці дослідження ще раз підтвердили правильність допущення про релейність спрацьовування основного запірного елемента віброзбуджувача стосовно всіх інших етапів спрацьовування гідроімпульсного привода. В основному автори робіт розглядали автоколивний процес спрацьовування запірного елемента за допомогою окремих математичних моделей. Наприклад, у роботі Пантелєєва В.Ф математична модель віброзбуджувача описується системою з п'яти диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + A_1 \dot{y}_1 + T_1 \text{Sign} \dot{y}_1 + j_1 y_1 = F_T p_1 + (F_{K_1} - F_T) p_2; \\ m_2 \ddot{y}_2 + A_2 \dot{y}_2 + T_2 \text{Sign} \dot{y}_2 + j_2 y_2 = (F_1 - F_T) p_1 - F_2 p_2 + F_3 p_3; \\ K_{C_1} \dot{p}_1 = Q_H - K_\xi f_\xi \sqrt{p_1 - p_2} - K_2 y_3 \sqrt{p_1 - p_3} - F_T \dot{y}_1 - F_1 \dot{y}_2 - \delta p_1; \\ K_{C_2} \dot{p}_2 = K_\xi f_\xi \sqrt{p_1 - p_2} + F_T \dot{y}_1 + F_2 \dot{y}_2 - K_1 y_1 \sqrt{p_1 - p_3}; \\ K_{C_3} \dot{p}_3 = K_2 f_2 \sqrt{p_1 - p_2} - K_3 f_{\xi_2} \sqrt{p_3 - p_{CI}}, \end{cases} \quad (4)$$

де рівняння відповідають рівнянням руху клапанів першого і другого каскадів, та балансу витрат робочої рідини.

Найбільше повно узагальнена теорія розрахунку гідроімпульсного привода представлена в роботах [74]. В них розглянута методика системного підходу до проектування гідроімпульсних приводів для вібраційних машин різного призначення за допомогою спеціальних структурних матриць визначників. Наприклад, для проектування віброзбуджувачів запропонована структурна матриця-визначник (рис.5). Число стовпців матриці-визначника вибирається відповідно до загального числа виявлених технологічних і конструктивних значенневих дільників, а число рядків - відповідно до максимального числа ознак, що характеризують значенневі дільники. У стовпцях технологічних значенневих дільників розміщається інформація про режим роботи, про схему нагрюження і про можливі додаткові умови реалізації робочого процесу. У стовпцях конструктивних дільників розміщається інформація про конструкції станини, гідродвигунів основного і допоміжного приводів, про схеми гідроімпульсного привода з віброзбуджувачем і про можливі їх доповнення і розробки. Черговість розміщення ознак, визначається частотою використання їх у реальних технологічних процесах і конструкціях вібромашин.

Основними параметрами, що підлягають розрахунку при проектуванні гідроімпульсного привода, є енергія одного ходу робочої ланки  $E_p$ , час її передачі об'єкту обробки (тобто час розрядження гідроаккумулятора)  $\tau_0$ , частота робочих ходів  $f_p$  та ряд інших параметрів, розрахункові формули яких наведені в роботах [76,77]. Наприклад, для визначення енергії одного ходу рекомендується формула

$$E_p = (Q_H + Q_a) \cdot p_{cp} \cdot \tau_0, \quad (5)$$

де  $Q_H, Q_a$  - відповідно витрати насоса та акумулятора;

$$p_{cp} = 0,5(p_{\min} + p_{\min}) - \text{середнє значення тиску в гідросистемі};$$

$$\tau_0 = \int_{x_0}^{x_{np}(\tau_0)} \frac{dx_{np}}{\sqrt{C \exp(-2A) + B(1-A)}} \quad (x_{np} - \text{приведена координата руху}$$

робочої ланки,  $x_0$  - координата вихідного положення робочої ланки;  $A, B, C$  - постійні, що визначаються параметрами гідросистеми).

**Висновки.** Проведений аналіз існуючих безвідходних та маловідходних технологій виготовлення кілець підшипників дозволяє стверджувати, що серед існуючих технологій найбільш перспективним є процес локалізованої місцевої деформації. Підвищити ефективність цього процесу в умовах радіального холодного розкочування кільцевих заготовок за рахунок змінення стискаючих напруг (об'ємний фактор), зменшення сил тертя між розкочувальними валками та заготовкою (поверхневий фактор), перерозподілу в часі навантаження осередку деформації (часовий фактор), що в результаті дає можливість зменшити робоче зусилля деформування, дозволяє вібраційна обробка металів тиском. Спеціального вібраційного обладнання для розкочування кілець підшипників на даний час не створено. Аналіз переваг та недоліків існуючих вібраційних приводів, що застосовується в вібраційних машинах різного технологічного призначення, проведений на прикладах співставлення можливостей різних типів вібраційних приводів, дозволяє стверджувати, що для створення сучасних розкочувальних вібраційних машини, найбільш доцільно використовувати гідроімпульсний привод, який забезпечує широкий діапазон регулювання робочих параметрів вібраційного навантаження, зокрема, енергії одного робочого ходу (циклу) незалежно від частоти вібрацій, співвідношення часу дії робочого зусилля з періодом розвантаження на протязі одного циклу вібрацій, дозволяє знизити металомісткість та підвищити енергоємність розроблюваних машин, а також забезпечити надійну та довговічну роботу останніх.

### Бібліографія

1. Богоявленский К. Н., Селин М. Т., Лапин В. В. Оборудование и технология раскатки прецизионных заготовок. - М.: НИИмаш, 1981, 72 с.
2. Шапошников Д. Ф., Половцев Е. Н., Кишкин И. В. Разработка и внедрение открытой холодной раскатки подшипниковых колец. Экспресс-информация ГПЗ-16, М.: НИИмаш, 1981. С.67-87
3. Девятов В. В. Малоотходная технология обработки материалов давлением. - М.: Машиностроение, 1986. - 288 с.
4. Теоретические основы вибрационной прокатки / В. М. Клименко, О. П. Семеновский, А. М. Онищенко и др.. - М.: Машиностроение - 1975. С. 134-154.
5. Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б., Крат В. А. Машины вибрационного и виброударного действия. - Киев: Техніка, 1982. - 208 с.
6. Staffa K.-H., Trimmel P. Вибрационное горячее прессование медного порошка со сферическими зёрнами при частотах 150 и 20000 Гц // Powder Met. Int. - 1986. - T18. - № 4. - P. 271-274.
7. Пендраковский Н. Л. Определение вибрационного усилия прессования тонкоизмельченных материалов // Порошковая металлургия. - 1984. - № 8. - С. 12-15.
8. Ткачук Ю. Я., Кузьмин В. А., Рудь В. Д. К вибрационному формованию порошковых материалов // Физика и механика порошковых материалов: Сб. научн. трудов / АН Украины. Ин-т пробл. Материаловедения им. И. Н. Францевича. - Киев. - 1993. - С. 99-114.
9. Искович-Лотоцкий Р. Д. Основы теории расчета и разработка процессов и оборудования для виброударного прессования изделий из порошковых материалов: Дис... доктора техн наук: 05.03.05. - М., 1987. - 509 с.



10. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов.Справочник/ Под ред. В.А. Баумана, И.И. Быховского, В.Г. Гольдштейна.-М.: Машиностроение,1970.-548.

11. Матвеев И.Б., Искович-Лотоцкий Р.Д. Новые виды управления гидроимпульсным приводом//Вестник машиностроения.-1976.-№3.-С.19-21.

12. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти т. /Ред. совет:В.Н. Челомей(пред.). – М.: Машиностроение,1981.- Т.4. Вибрационные процессы и машины/ Под ред.Э.Э. Лавендела.-1981.-509с.

13. Обертюх Р.Р., Искович-Лотоцкий Р.Д., Обертюх М.Р. Динамика гидроимпульсного привода вибромашин сложно-пространственного нагружения //Вибрации в технике и технологиях.-1996.-№1/3.-С.23-26.

14. Искович-Лотоцкий Р.Д. Новое оборудование для виброударного прессования заготовок из порошковых материалов.- К.:Выща шк.,1989.-С.131-199.

15. Искович-Лотоцкий Р.Д., Обертюх Р.Р. Синтез схем гидроимпульсного привода //Вісник ВПІ. - №2. –1994.– С.29-34.

**Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич** – д. т. н., профессор, завідувач кафедри металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв, Вінницький національний технічний університет.

**Веселовська Наталія Ростиславівна** – д. т. н., профессор, завідувач кафедрою охорони праці та безпеки життєдіяльності, Вінницький національний аграрний університет.

### **Відомості про авторів**

Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович – доктор технічних наук; професор; завідувач кафедри «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованих виробництв» Вінницького національного технічного університету; контактні телефони: (0432) 59-80-51 (роб), (0432) 46-16-78 (дом); адреса для листування: 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ, кафедра «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованих виробництв».

Веселовська Наталія Ростиславівна – доктор технічних наук, професор; завідувач кафедри «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва», Вінницький національний аграрний університет: контактні телефони: (0432) 43-72-30 вн 349 (роб), (0432) 57-43-70 (дом); адреса для листування : 21008, м.Вінниця, вул.Сонячна, 1, ВНАУ, кафедра «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва».