

Ляшук О.Л.,  
Дячун А.Є.,  
Клендій В.М.,  
Третьяков О.Л.  
Тернопільський національний  
технічний університет імені  
Івана Пулюя,  
м. Тернопіль, Україна;  
E-mail: oleglashuk@ukr.net

**СТЕНДОВЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ТЕОРЕТИЧНЕ  
ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІЦНЕННЯ ГВИНТОВИХ  
ПОВЕРХОНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕКСТРУДЕРІВ**

УДК 621.86

*З метою підвищення надійності функціонування гвинтових робочих органів розроблено обкатний інструмент. Для визначення їх характеристик розроблено і виготовлено експериментальне обладнання. Виведено аналітичні залежності та побудовані графічні залежності проєкцій сили удару  $P_u$  в точці контакту, сили контакту  $P_k$  між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом, сили тертя  $F_{t2}$  між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом від кута  $\alpha$  контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом.*

*З його допомогою можна проводити дослідження з можливістю моделювання відповідних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження.*

**Ключові слова:** *обладнання, привід, гвинтовий робочий орган, обкатний інструмент.*

**Вступ.** Конструкції гвинтових робочих органів екструдерів можуть мати широке використання у галузях харчової та переробної промисловості завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок підвищеної надійності та вдосконаленої конструкції.

Отримання виробів високої якості (кормова суміш) можливе за стабільної роботи екструдера у рівноважному режимі. Проте, на практиці існує ряд факторів, які впливають на продуктивність екструдера та кількість виготовленого екструдату. Тому, більшість екструзійних установок має коефіцієнт корисної дії 45-75% за задовільної якості екструдату.

На стадії проєктування вузлів машин недостатньо уваги приділяється розрахунковим методам аналізу процесів зношування й прогнозування ресурсу, а також виявленню на цій стадії можливих відмов технічної системи [1]. З огляду на важливість даної проблеми стає очевидною необхідність створення розрахункових інструментів для інженерного аналізу вузлів машин-вала робочого органа екструдера. Як показав аналіз використання розрахунків, ефективним інструментом в інженерній діяльності є комп'ютерні розрахункові пакети, які дозволяють за допомогою розрахункових методів оцінити, як поведеться комп'ютерна модель вузла в реальних умовах експлуатації, допомагають переконатися в працездатності його в заданий період часу, без залучення більших витрат часу й засобів.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Підвищення довговічності вузлів технологічного обладнання, прогнозування ресурсу та діагностування відмов технічної системи є важливими науковими та інженерними завданнями [2 – 4, 8]. Такі заходи є особливо важливими для екструдерів, які працюють за умов значних технологічних навантажень, що спричиняє зношення їх робочих органів та можливість втомного руйнування окремих деталей.

Для обчислення міцності використовують підходи лінійної механіки руйнування [5 – 7]. Вони дозволяють створити розрахункові моделі для інженерного аналізу вузлів «вал робочий орган» екструдера та оптимізувати їх параметри.

**Постановка проблеми.** Метою роботи є розробка стендового обладнання для дослідження зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів екструдерів.

**Результати дослідження.** В роботі досліджено установку для приготування кормової суміші [9] (рис. 1 а, б) у вигляді рами на якій знизу жорстко закріплено електродвигун з приводом, а у верхній частині приводу встановлено маховик з шківом і валом робочого органу. На зовнішньому діаметрі вала жорстко з можливістю осьового переміщення встановлені окремі секції шнеків, на яких по зовнішньому діаметрі нарізано по 3...4 витки різних кроків. Причому шнеки встановлені впритул, у вигляді суцільної гвинтової лінії. У внутрішньому діаметрі втулки рівномірно по колу виконані півкруглі наскрізні пази в кількості 8...12 штук з можливістю відносного руху, при швидкості 1000 і більше об/хв.

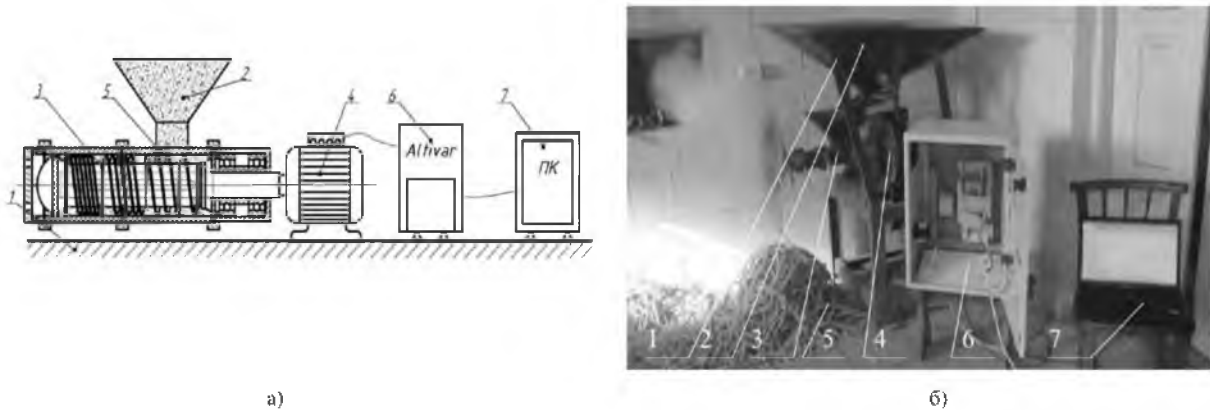


Рис. 1 – Конструктивна схема для виготовлення кормової суміші (а) та загальний вигляд експериментальної установки гвинтового екструдера (б):  
 1 - рама; 2 - бункер; 3 - секції шнеків; 4 - привід маховика; 5 - силовий матеріал;  
 6 – Altivar 71; 7 – персональний комп'ютер

З метою підвищення надійності та довговічності конструкцій гвинтових робочих органів було проведено ряд експериментальних досліджень. В результаті проведення досліджень із застосуванням методу зміцнення із зміною мікрогеометрії поверхні і наклепом отриманий зміцнений поверхневий шар з параметрами якості, що дозволяють суттєво підвищити довговічність цих деталей. При використанні цього методу залежно від матеріалу деталі (45, 40Х, ШХ15, 30ХГСА, 110Г13Л, 65 Г) ступінь наклепу складала 20...200 %. При цьому глибина істотно наклепаного шару складає 4...8 мм, а в окремих випадках перевищує 10 мм. В результаті використання цього методу зміцнення із зміною мікрогеометрії поверхні і наклепом з'являється можливість варіювати в широких межах градієнт і глибину зміцнення для забезпечення якості поверхневого шару і довговічності робочих органів екструдерів показані на рис. 2.

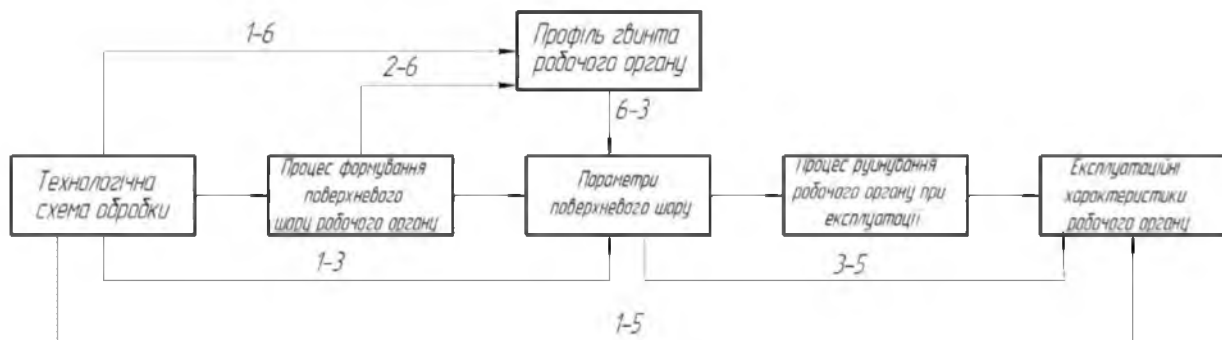


Рис.2 – Технологічна схема забезпечення якості поверхневого шару обробкою ППД

Традиційним є підхід, що встановлює зв'язок режиму обробки з експлуатаційними властивостями зміцнюваної деталі (1-5). Недолік такого підходу в тому, що виявлені закономірності не є справедливими для інших умов. Тому при переході до нового виробу виникає необхідність в повторенні трудомістких досліджень.

Більш узагальненим є забезпечення довговічності деталі в дві стадії, а саме на першій (шлях 1-3) встановлюється зв'язок технологічних чинників з параметрами стану поверхневого шару. На другій (3-5) – вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики деталей. Проте обидва підходи мають основний недолік: 1 – велику трудомісткість експериментів, 2 – обмежене число досліджень параметрів стану поверхневого шару, 3 – невисоку точність ( в межах точності методу вимірювання) їх визначення.

Однак другий шлях не дозволяє використовувати ЕОМ для моделювання і технологічного проектування механічної обробки деталей з оптимізацією параметрів стану їх поверхневого шару, що забезпечують задану довговічність [3 – 4].

Більш ефективний підхід до технологічного забезпечення експлуатаційних показників деталей, який базується на внутрішніх закономірностях процесу формування поверхневого шару деформації (шляхи 1-2 і 2-3). Розкриття таких закономірностей дозволить глибше визначити вплив параметрів стану поверхневого шару на процес руйнування деталі (3-4) і експлуатаційні показники (4-5).

Запропоновано обкатний інструмент обертається з високою швидкістю [10]. Робоча частина деформуючих елементів при обробленні наносить численні удари, пластично деформуючи оброблювану поверхню і миттєво відскакують від неї. Крім удару деформуючі елементи за час контакту здійснюють вигладжування оброблюваної поверхні. Пластична деформація металу здійснюється керованою імпульсною дією, що забезпечується силою ударів системи бойків інструменту, що статично навантажений силою. Використання статичного підтискування інструменту до оброблюваної поверхні дозволяє збільшити її площу контакту з інструментом, сприяючи зменшенню спотворень ударного імпульсу, що передається і зменшуючи втрати енергії удару. Оскільки деталь в процесі обробки обертається, то сила створює контактні сили тертя. Силу контакту  $P_k$  між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом залежить від жорсткості пружини та її попередньої деформації, коефіцієнта тертя між деформуючим пуансоном та диском, частоти обертання диска та маси деформуючого пуансона.

Для визначення зовнішніх силових параметрів та граничних геометричних факторів процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів розглянемо розрахункову схему на рис.3. При обертанні диска 1 разом із деформуючим пуансоном 3 за годинниковою стрілкою відбувається зіткнення останнього із гвинтовим робочим органом 2, внаслідок чого відбувається пружно-пластична деформація поверхневого шару гвинтового робочого органу і як наслідок - його зміцнення. Забезпечення контакту деформуючого пуансона 3 з гвинтовим робочим органом здійснюється за допомогою пружини стиску 4.

Силу контакту  $P_k$  між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом залежить від жорсткості пружини та її попередньої деформації, коефіцієнта тертя між деформуючим пуансоном та диском, частоти обертання диска та маси деформуючого пуансона. На основі розрахункової схеми на рис. 3 встановлюємо співвідношення:

$$\frac{k_{51}(\delta + h) + F_{t1} + m_5 R_4 \omega^2}{P_k} = \cos(\alpha + \beta), \quad (1)$$

де  $k_{51}$  – жорсткість пружини, Н/м;  $\delta$  – попередня деформація пружини, м;  $F_{t1}$  – сила тертя між деформуючим пуансоном та диском, Н;  $m_5$  – маса деформуючого пуансона, кг;  $R_4$  – радіус розміщення центра ваги деформуючого пуансона відносно центра обертання диска, м;  $\omega$  – частота обертання диска, рад/с.

Силу тертя між деформуючим пуансоном та диском визначаємо за формулою:

$$F_{t1} = P_k \sin(\alpha + \beta) \mu_1, \quad (2)$$

де  $\mu_1$  – коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска.

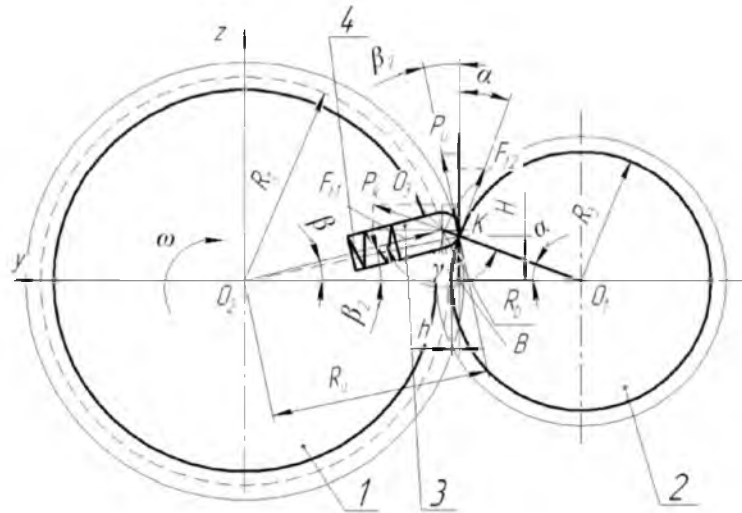


Рис. 3 – Розрахункова схема процесу змінення поверхнь гвинтових робочих органів деформуючим пуансоном:  
 1 – диск, 2 – гвинтовий робочий орган, 3 – деформуючий пуансон, 4 – пружина

Силу тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом визначаємо за формулою:

$$F_{t2} = P_k \cdot \mu_2, \quad (3)$$

де  $\mu_2$  – коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та гвинтового робочого органу.

Підставляючи у рівняння (3), знаходимо

$$F_{t2} = \frac{k_{s1}(\delta + h) + m_s R_4 \omega^2}{(1 - \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \mu_1) \cos(\alpha + \beta)} \cdot \mu_2. \quad (4)$$

При цьому силу тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом розкладаємо на вектори в напрямку осей  $y$  та  $z$ :

$$F_{t2z} = F_{t2} \cos \alpha; \quad (5)$$

$$F_{t2y} = F_{t2} \sin \alpha. \quad (6)$$

Досліджуючи ударну взаємодію деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом, враховуємо лише дію миттєвої сили удару  $P_7$ , яка є великою, але такою, що створює імпульс із скінченною величиною:

$$\bar{S}_1 = \int_{\tau_0}^{\tau_0 + \tau_{K2}} \bar{P}_7 d\tau, \quad (7)$$

де  $\tau_0$  – початковий момент часу, с;  $\tau_{K2}$  – тривалість удару, с.

Під час зіткнення твердих тіл  $\tau_{K2}$  має порядок  $10^{-4}$  с. Як відомо із теоретичної механіки:

$$\bar{S}_1 = m_5 \cdot \bar{V}_K - m_5 \cdot \bar{V}_I, \quad (8)$$

де  $V_K$  – кінцева відносна швидкість руху деформуючого пуансона, м/с;  $V_I$  – початкова відносна швидкість руху деформуючого пуансона, м/с.  $m_5$  – маса деформуючого пуансона.

Для нашого випадку  $\tau_0 = 0$ ,  $V_I = 0$ , кінцева відносна швидкість руху деформуючого пуансона  $V_K$  дорівнює лінійній швидкості  $V$  пуансона на радіусі кола ударної взаємодії різання  $R_u$ . Оскільки удар не є абсолютно пружним, вводимо коефіцієнт відновлення  $K_B$ , що враховує фізико-механічні властивості матеріалів і лежить на проміжку  $0 < K_B < 1$ . Прийmemo силу удару  $P_u$  постійною на проміжку від  $\tau_0$  до  $\tau_{K2}$ . Тому, прирівнюючи рівняння (7) і (8), враховуючи коефіцієнт відновлення, після відповідних перетворень одержимо:

$$P_u = K_A \cdot \frac{m_5 \cdot V_K}{\tau_{K2}}. \quad (9)$$

Кінцева відносна швидкість руху деформуючого пуансона:

$$V_k = R_u \omega. \quad (10)$$

Враховуючи рівняння (10) силу удару визначаємо за формулою:

$$P_u = K_A \cdot \frac{m_5 \omega \left( R_1^2 + R_b^2 - 2R_1 R_b \cos \left( 180 - \arccos \left( 1 - \frac{h}{R_3} \right) + \arcsin \left( \frac{(R_3 + R_b) \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{h}{R_3} \right)^2}}{R_1} \right) \right) \right)}{\tau_{K2}}. \quad (11)$$

На основі приведених вище рівнянь будемо графіки залежності проекцій сили удару  $P_u$  в точці контакту, сили контакту  $P_k$  між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом, сили тертя  $F_{t2}$  між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом від кута  $\alpha$  контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони гвинтового робочого органу при  $R_b=5$ мм,  $R_1=100$ мм,  $R_3=20$ мм,  $\mu_1=0,7$  (рис. 4, 5).

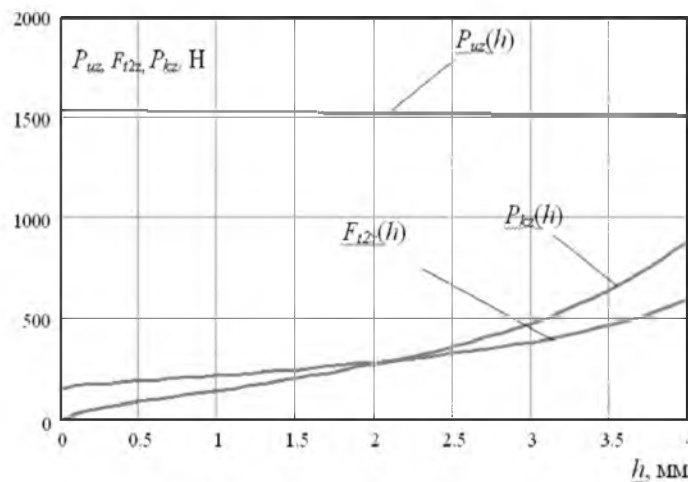


Рис. 4 – Графіки залежностей проекцій сили удару  $P_u$ , сили тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом  $F_{t2}$  та сили контакту  $P_k$  між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом на вісь  $z$  від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона

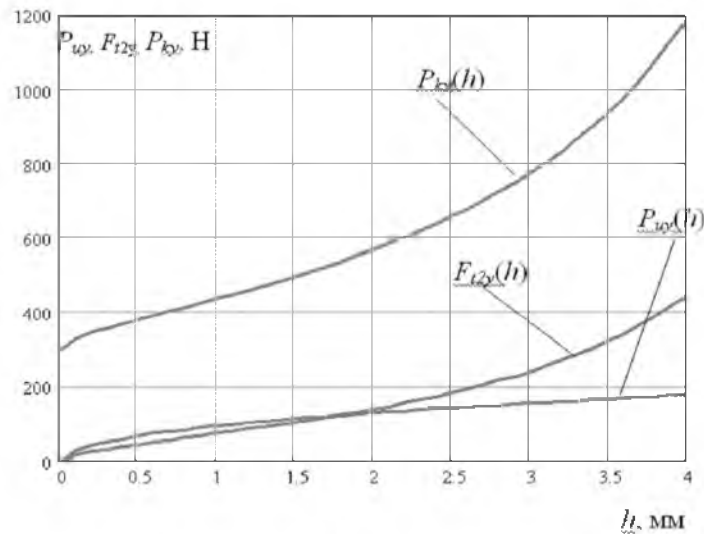


Рис. 5 – Графіки залежностей проєкцій сили удару  $P_u$ , сили тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом  $F_{t2}$  та сили контакту  $P_k$  між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом на вісь у від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона

Із графіків на рис. 4 і 5 бачимо, що збільшення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона призводить до зростання силових параметрів, найбільший ріст виникає при збільшенні перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона понад 3 мм.

Тому доцільно налаштувати всю технологічну систему зміцнення із перекриттям гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона до 3 мм, що забезпечить збільшення ресурсу роботи установки.

Величина перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона є змінною в часі і визначається за формулою:

$$h(t) = R_3(1 - \cos(\alpha - \omega t_k)), \quad (12)$$

де  $t_k$  – час взаємодії між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом і знахо-

диться в межах  $0 \leq t_k \leq \frac{\arccos\left(1 - \frac{h}{R_3}\right)}{\omega}$ .

Крутний момент для обертання диска знаходимо за формулою:

$$M = R_u \left( P_u + F_{t2} \cos(\alpha + \beta_2) + P_k \sin \alpha \cos \beta_2 \right). \quad (13)$$

Потужність процесу зміцнення визначаємо із відомого рівняння:

$$N = \frac{Mn}{9750}, \quad (14)$$

де  $n$  – частота обертання диска, об/хв.

На рис. 6 та 7 побудовано графіки залежності крутного моменту та потужності для обертання диска від величини перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона, де також можна побачити, що збільшення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона призводить до зростання крутного моменту та потужності в процесі зміцнення гвинтового робочого органу.

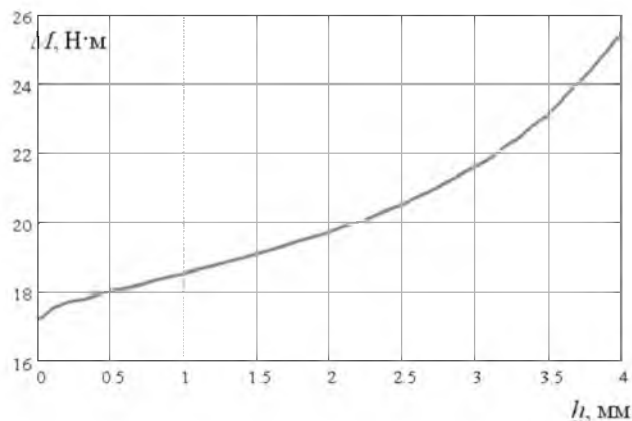


Рис. 6 – Графік залежності крутного моменту для обертання диска від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона  $R_b=5\text{мм}$ ,  $R_1=100\text{мм}$ ,  $R_2=20\text{мм}$ ,  $\mu_1=0,7$

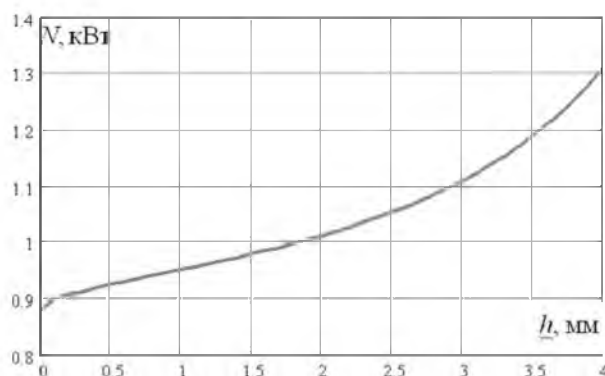


Рис. 7 – Графік залежності потужності для обертання диска від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона  $R_b=5\text{мм}$ ,  $R_1=100\text{мм}$ ,  $R_2=20\text{мм}$ ,  $\mu_1=0,7$

Для проведення експериментальних випробувань та встановлення їх характеристик розроблено і виготовлено експериментальну установку рис.8а, а загальний вигляд на рис. 8б. Експериментальна установка складається з диска 1, електродвигуна 2, деформуючі пуансони 3, гвинтового робочого органу 4, запобіжної муфтою 5, монітора 6, персонального комп'ютера (ПК) 7 та перетворювача частоти (ALTIVAR 71) 8, підтискний елемент пуансона 9, кришка обкатного інструменту 10.

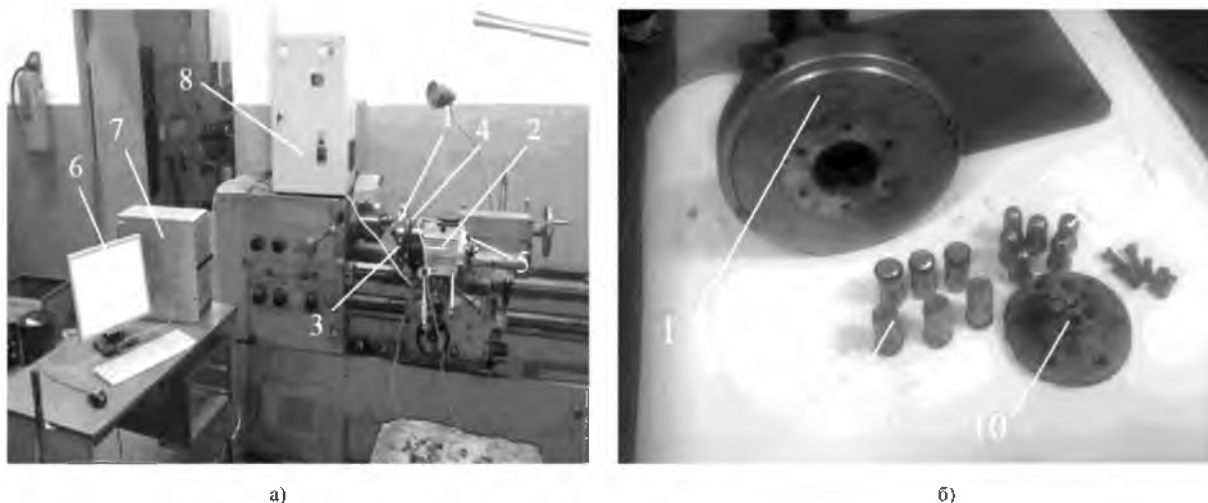


Рис – 8. Експериментальна установка для проведення досліджень:  
 а) - загальний вигляд; б) - вигляд обкатного інструменту в розібраному вигляді

Для покращення точності та зручності проведення дослідів у кінематичний ланцюг станда вмонтовано автоматизований електропривід [1], який включає трьохфазний асинхронний електродвигун, що керується перетворювачем частоти (Altivar-71) (ПЧ) з ПК за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0. Завдяки цій програмі здійснюється вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і проводиться його запуск. При керуванні роботи двигуна є можливість плавного нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1460 об/хв., що дозволяє виконувати дослідження статичних і динамічних процесів. Крім того, існує можливість включення реверсу вала двигуна. Дані про витрати енергії і величину обертового моменту на валу електропривода, в залежності від навантаження, в установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей відображаються на моніторі дисплея комп'ютера у відсотках від номінальних величин.

Для побудови графічних залежностей використовуються максимальні значення дослідних даних. Робочий термінал перетворювача частоти дозволяє відображати його характеристики, електричні величини, робочі параметри і несправності; змінювати настройки і конфігурацію ПЧ; керувати перетворювачем в локальному режимі за допомогою клавіатури після підключення до комп'ютера; зберігати і відновлювати конфігурацію в енергонезалежній пам'яті терміналу.

Віртуальний осцилограф призначений для відображення станів ПЧ і його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області з наведенням результатів моментів (рис. 9).

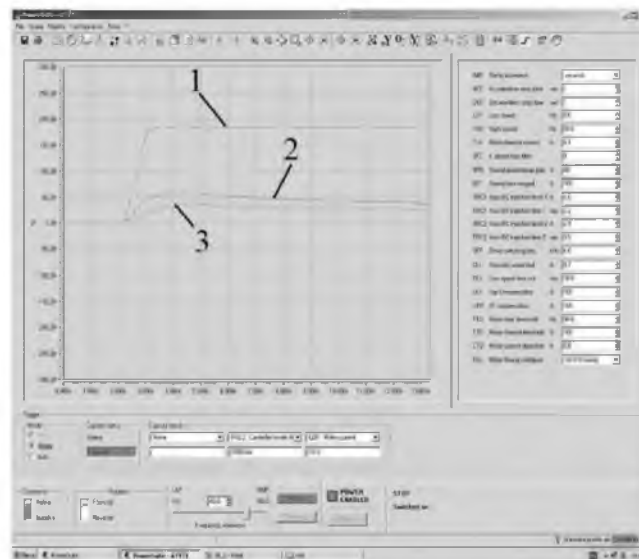


Рис – 9. Вікно осцилографа з результатами моментів:  
1- вихідна частота; 2-крутний момент; 3- потужність двигуна

Кількість точок для процесів може бути вибрано в межах 10...1000, крок за часом 0,1...100 с. Максимальна кількість вимірювань (точок), яке може бути записано в пам'ять перетворювача, становить 4000. Максимальна кількість вимірюваних сигналів у Score може бути не більше 4, тому при знятті більше 1 сигналу кількість точок для одного сигналу пропорційно зменшується: 2 – 2000, 4 – 1000.

**Висновок.** Розроблено експериментальне обладнання для проведення досліджень зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів, яке у повній мірі дозволяє провести експериментальні дослідження цих систем згідно розроблених інженерних методик, а використання ПЧ серії Altivar і ПК з програмним забезпеченням PowerSuite версії 2.3.0 дозволяє проводити ці дослідження з можливістю моделювання досліджуваних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження.



**Література:**

1. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.
2. Повышение несущей способности деталей машин поверхностным упрочнением / Л.А. Хворостухин, С.В. Шишкин, И.П. Ковалев, Р.А. Ишмаков. — М.: Машиностроение, 1988. – 144 с.
3. Кузнецов Н.Д., Технологические методы повышения надежности деталей машин. / Н.Д.Кузнецов, В.И.Цейтлин, В.И. Волков //— М.: Машиностроение, 1993. – 304 с.
4. Сорокатый Р.В. Анализ современного состояния и перспективы развития САЕ-систем для триботехники / Р.В. Сорокатый, М.А. Дыха, С.С. Ковальчук // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2010. – № 4. – С. 85-90.
5. Giuseppe P. The finite–element method, Part I. / Giuseppe P. // Antennas and Propagation Magazine, IEEE. – 2007. – P. 180–182.
6. Zerbst U., Maedler K., Hintze H. Fracture mechanics in railway applications – an overview. Fract. Mech.-2005.-72. – P.163-194.
7. Smith R. A. and Hillniansen S. A brief historical overview of the fatigue of railway axles// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. - Professional Engineering Publishing Proc. – 2004. - Vol.218, No4. – P.267-277.
8. Гевко Р.Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій та ін. – Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018. – 180 с.
9. Патент на корисну модель № 109801. Україна, В30В 11/00, А23К 40/20 (2016.01). Установка для формування кормових брикетів / Ляшук О. Л.; Дячун А. Є.; Бадищук В. І.; Дмитренко В.П.. (Україна). – u201601809. Заявл. 25.02.2016.; Опубл. 12.09.2016р., Бюл. №17. – 5с.
10. Патент на корисну модель № 108422. Україна, МПК(2006.01) В24В 39/04. Обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів/ Ляшук О. Л.; Сокіл М. Б.; Третьяков О. Л.; Навроцька Т. Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М. (Україна). – u201601511. Заявл. 18.02.2016.; Опубл. 11.07.2016р., Бюл. №13. – 4с.

**Summary**

**Lyashuk O.L., Diachun A.Ye. Klendiy V.M. Tretyakov O.L.** Stand equipment and theoretical study of strengthening the screw surfaces of extruders' working bodies

*To increase the reliability of the screw working bodies operation, a lining tool is designed. Experimental equipment was developed and manufactured to determine their characteristics. The analytic dependences are developed. The graphic dependences of the projections of the impact force  $P_u$  in the contact point, the contact force  $P_k$  between the deforming punch and the screw working body, the friction forces  $F_{12}$  between the deforming punch and the screw working body from the angle  $\alpha$  of the contact of the deforming punch with the screw working body are derived.*

*Its application makes it possible to carry out researches with the possibility of modeling the corresponding processes in wide ranges with high accuracy in the automated control mode with fixation of necessary research results.*

**Keywords:** *equipment, drive, screw working body, lining tool.*

### References

1. Gevko I. B. Naukovo-prikladni osnovi stvorenniya gvintovikh transportno-tehnologichnikh mekhanizmv: avtoref. dis. na zdobuttya nauk. stupenya doktora tekhn. nauk: spets. 05. 02.02 «Mashinoznavstvo» / I. B. Gevko. – L'viv, 2013. – 42 s.
2. Povyshenie nesushchei sposobnosti detalei mashin poverkhnostnym uprochneniem / L.A. Khvorostukhin, S.V. Shishkin, I.P. Kovalev, R.A. Ishmakov. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 144 s.
3. Kuznetsov N.D., Tekhnologicheskie metody povysheniya nadezhnosti detalei mashin. / N.D. Kuznetsov, V.I. Tseitlin, V.I. Volkov //— M.: Mashinostroenie, 1993. – 304 s.
4. Sorokatyi R.V. Analiz sovremennogo sostoyaniya i perspektivy razvitiya SAE-sistem dlya tribotekhniki / R.V. Sorokatyi, M.A. Dykha, S.S. Koval'chuk // Problemi tribologii (Problems of Tribology). – 2010. – № 4. – S. 85-90.
5. Giuseppe P. The finite–element method, Part I. / Giuseppe P. // Antennas and Propagation Magazine, IEEE. – 2007. – P. 180-182.
6. Zerbst U., Maedler K., Hintze H. Fracture mechanics in railway applications – an overview. Fract. Mech.-2005.-72. – P.163-194.
7. Smith R. A. and Hillniansen S. A brief historical overview of the fatigue of railway axles// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. - Professional Engineering Publishing Proc. – 2004. - Vol.218, No4. – P.267-277.
8. Gevko R.B. Pidvishchennya tekhnologichnogo rivnya protsesiv zavantazhennya ta perevantazhennya materialiv u gvintovikh konveerakh: monografiya / R.B. Gevko, R.M. Rogatins'kii, R.I. Rozum, M.B. Klendii ta in. – Ternopil': Osadtsa Yu.V., 2018. – 180 s.
9. Patent na korisnu model' № 109801. Ukraïna, B30B 11/00, A23K 40/20 (2016.01). Ustanovka dlya formuvannya kormovikh briketiv / Lyashuk O. L.; Dyachun A. Є.; Badishchuk V. I.; Dmitrenko V.P. (Ukraïna). – u201601809. Zayavl. 25.02.2016.; Opubl. 12.09.2016r., Byul. №17. – 5s.
10. Patent na korisnu model' № 108422. Ukraina, MPK (2006.01) B24B 39/04. Obkatnii instrument dlya zmitsnennya gvintovikh robochikh organiv/ Lyashuk O. L.; Sokil M. B.; Tret'yakov O. L.; Navrots'ka T. D.; Klendii V.M.; Marchuk R.M. (Ukraïna). – u201601511. Zayavl. 18.02.2016.; Opubl. 11.07.2016r., Byul. №13. – 4s.