

УДК 631.358.42

¹Р.Гевко, д. т. н; професор
²О.Б.Клендій, інженер**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КУЛЬКОВОГО
ЗАПОБІЖНОГО ПРИСТРОЮ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА**¹ Тернопільський національний економічний університет² Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

У статті представлені схеми конструкції кулькового запобіжного пристрою шнекового транспортера, а також розробленого стенду для проведення експериментальних досліджень для визначення оптимальних параметрів та режимів роботи шнекового транспортера при перевантаженому робочому органі. Наведені результати експериментальних досліджень кулькового запобіжного пристрою, які дають змогу оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметра на величину крутного моменту на різних етапах роботи.

Ключові слова: шнековий транспортер, кульковий запобіжний пристрій, півмуфта, крутний момент, канавка.

Вступ. Шнекові транспортери широко використовують під час переміщення сипких і кускових матеріалів в різних виробничих процесах. Однак при транспортуванні матеріалів можливі заклинювання гвинтового робочого органу, що виникають в результаті наявності зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби. Для відновлення працездатності конвеєра необхідно відвести в осьовому напрямку заклинене ребро шнека від контакту з матеріалом, і в подальшому після зняття перевантаження, елементи приводу повинні забезпечити початкове положення робочого органу для транспортування матеріалу в зону вивантаження. Реверсування заклиненого робочого органу можна виконати за допомогою планетарних запобіжних пристроїв, що забезпечують зворотне провертання шнека від незначного кута повороту до декількох повних обертів з наступним відновленням початкового положення. Також можливий спосіб осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу за допомогою кулькових запобіжних муфт з профільним виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні.

Аналіз результатів останніх досліджень.

Аналіз відомих досліджень [1; 2; 3; 4] показав, що основними недоліками існуючих запобіжних пристроїв, які забезпечують реверсування перевантажених робочих органів є їх конструктивна та технологічна складність, висока матеріаломісткість, ненадійність в роботі. Також вони характеризуються значними габаритними розмірами, а при їх роботі виникають великі динамічні навантаження внаслідок значних сил інерції ведених ланок приводу та робочого органу з автоматичним відновленням його початкового положення.

Метою роботи є підвищення ефективності функціонування шнекових транспортерів в екстремальних умовах експлуатації шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів запобіжного механізму гвинтового конвеєра.

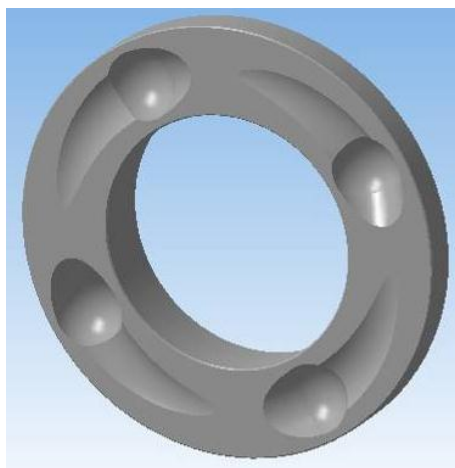
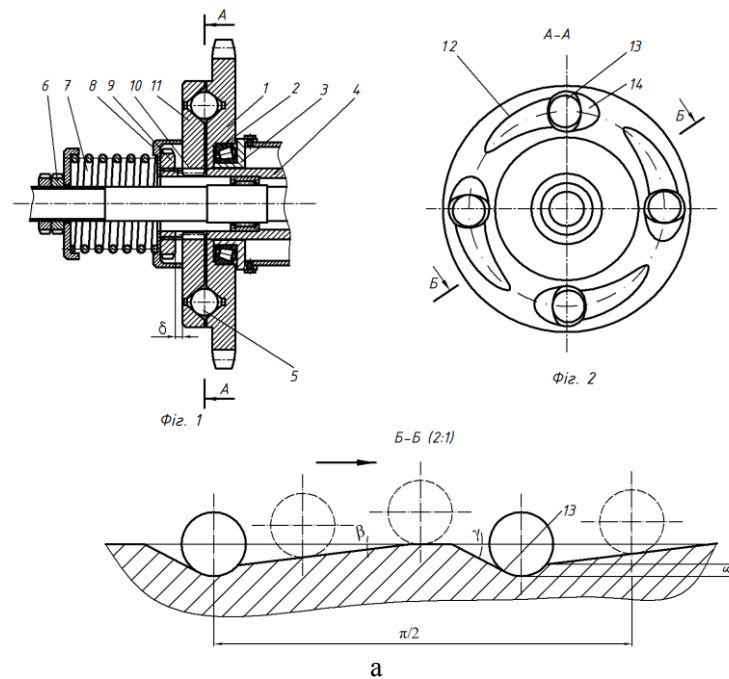
Результати досліджень. З метою усунення заклинення робочого органу шнекового транспортера при передачі крутного моменту запропоновано використовувати запобіжний пристрій [5] з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану конвеєра, конструктивна схема якого та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти зображено на рис. 1.

Запропонована конструкція запобіжного пристрою дозволяє суттєво зменшити динамічні навантаження на привід, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики шнекового конвеєра.

Запобіжний пристрій (рис. 1, а) складається із ведучої півмуфти 1, яка за допомогою радіально-опорного підшипника 2 встановлена у корпусі 3. На торцевій поверхні веденої півмуфти 11 закріплені кульки 5, які розміщені попарно на різних діаметрах. Кульки 5 входять в зачеплення з лунками 13 ведучої півмуфти 1. Ведена півмуфта 11 встановлена на шліцах 10 валу 4 з можливістю осьового зміщення.

Між веденою півмуфтою 11 і гайкою 9 існує зазор δ , величина якого відповідає запобіжному режиму. Ведена півмуфта 11 підтиснута в сторону ведучої півмуфти 1 центральною пружиною 7, яка взаємодіє із гайкою 6 і втулкою 8. По діаметру розташування кульок 5 і лунок 13 з двох сторін кожної лунки на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1 виконані похилі канавки (робоча 12 і

зворотна 14), причому кут нахилу робочої канавки β є значно меншим кута нахилу зворотної канавки γ .



б

Рис. 1. Конструктивна схема запобіжного пристрою (а) та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти: б – модель, виконана в КОМПАС 3D; в – загальний вигляд виготовленої півмуфти

Робота запобіжного пристрою здійснюється наступним чином. В процесі передачі крутного моменту кульки 5 знаходяться в зачепленні з лунками 13 ведучої півмуфти 1, що забезпечує обертання всіх деталей пристрою і гвинтового робочого органу. При виникненні перевантаження ведена півмуфта 11 зупиняється, а ведуча півмуфта 1, при цьому, продовжує обертатись, що призводить до виходу кульок 5 із зачеплення з лунками 13. Оскільки кульки 5 рухаються по робочій канавці 12, яка має кут нахилу лунки β на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1, то здійснюється плавне «м'яке» осьове відведення заклиненого шнека. Внаслідок подальшого обертання ведучої півмуфти 1 кульки 5 заходять у попереднє положення, здійснюючи рух зворотній канавці 14, тобто відбувається плавне «м'яке» відновлення початкового стану.

На рис. 1 показана модель робочої поверхні ведучої півмуфти, виконана в програмному забезпеченні КОМПАС 3D (рис. 1, б) та загальний вигляд робочої поверхні виготовленої півмуфти (рис. 1, в).

Для проведення експериментальних досліджень розроблено стенд для дослідження параметрів та режимів роботи при перевантаженому робочому органі шнекового транспортера із запобіжним

пристроєм, який зображено на рис. 2. Він складається з рами 10, на якій розміщений шнековий транспортер, що містить направляючу трубу 7, в якій розташований шнековий робочий орган 6. Зі сторони завантаження матеріалу встановлений бункер 5, а в зоні його вивантаження вікно з регульованою заслінкою 9 та гальма валу шнека 8. Привід робочого органу здійснюється від електродвигуна 3 через запобіжний пристрій 4.

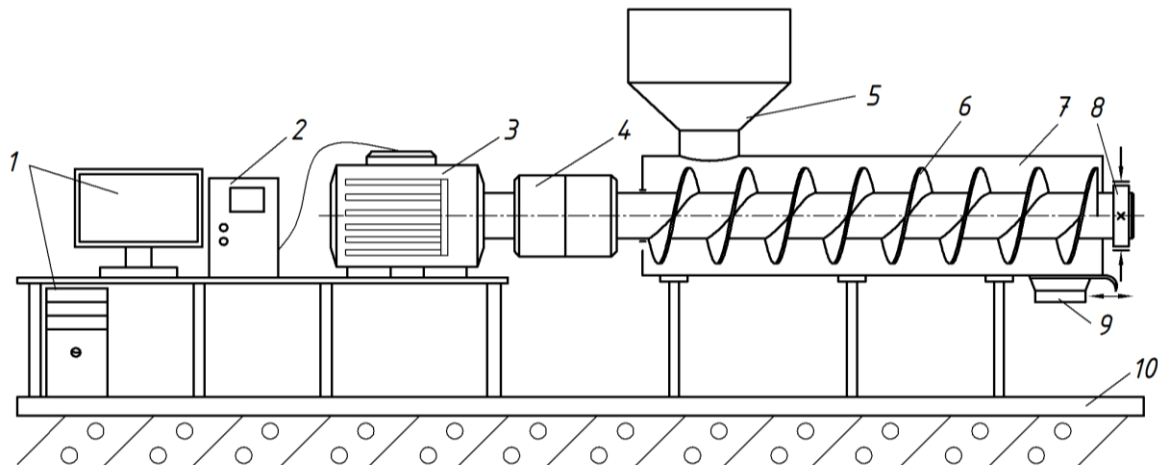


Рис. 2. Схема експериментального стенду для дослідження шнекового транспортера із запобіжним пристроєм

Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти 2 (Altivar 71) з програмним забезпеченням Power Suite v.2.5.0. Система Altivar 71 приєднана до мережі та до комп'ютера 1.

Загальний вигляд стенду для дослідження шнекового транспортера із запобіжним пристроєм зображено на рис. 3. При задаванні необхідної частоти обертання за допомогою комп'ютера через систему Altivar 71 відбувається передача команди на електродвигун і він через запобіжний пристрій починає обертати вал шнека зі встановленими параметрами. При виникненні заклинювання робочого органу шнекового транспортера ведуча півмуфта продовжує обертатись, а ведена гальмується, що призводить до спрацювання запобіжного пристрою.



Рис. 3. Загальний вигляд стенду для дослідження шнекового транспортера із запобіжним пристроєм

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному. Кусковий матеріал завантажується у бункер із шнековим робочим органом і транспортується у зону вивантаження. Навантаження може задаватись як гальмівним елементом, так і перекриттям шиберної заслінки.

Результати експериментальних досліджень при спрацюванні запобіжного пристрою у вигляді кривих зміни частоти обертання привідного валу, крутного моменту та потужності фіксуються на дисплеї комп'ютера (рис. 4).

При проведенні експериментальних досліджень змінними були наступні параметри та фактори:

- кут нахилу шнека до горизонту;
- частота обертання робочого органу;
- жорсткість пружини та сила її попереднього стискання;
- величина зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби;
- фракційність транспортованого матеріалу та його реологічні властивості.

Змінюючи ті чи інші параметри встановлювали вплив на значення крутного моменту T та потужності двигуна N в залежності від частоти обертання робочого органу n при його перевантаженні. Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення отриманих в результаті досліджень даних.

Для нашого випадку: $M_n = 14,39 \text{ Нм}$.

На рис. 5 показані графічні залежності зміни значення крутного моменту T при різних значеннях частоти обертання робочого органу n під час перевантаження.

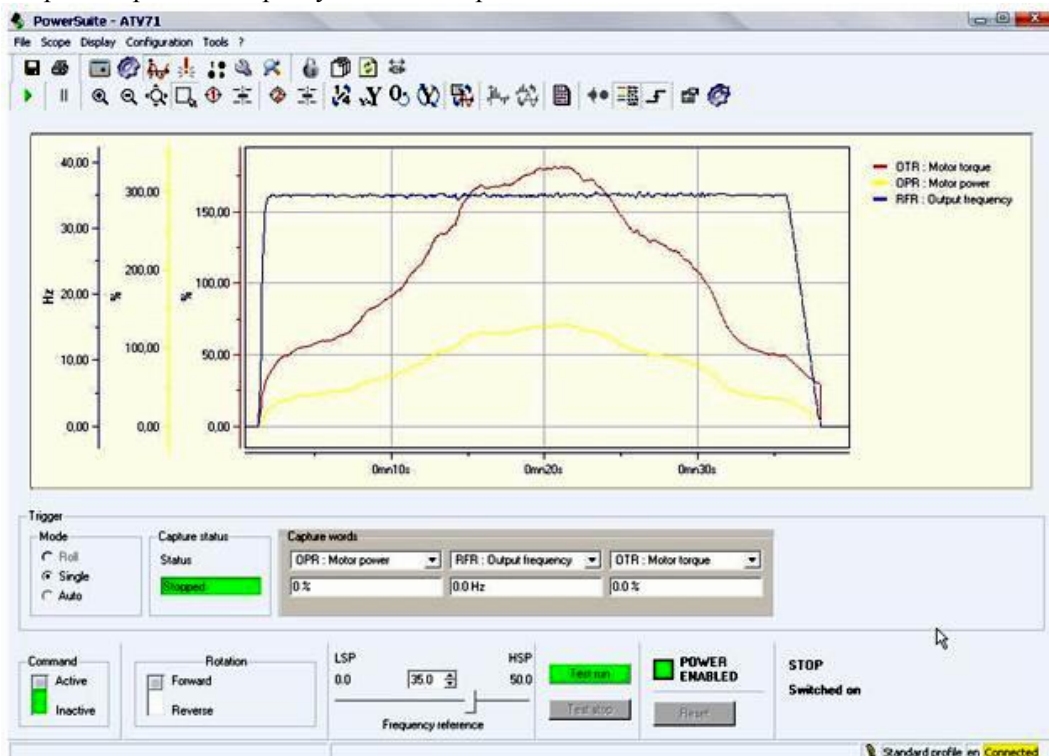
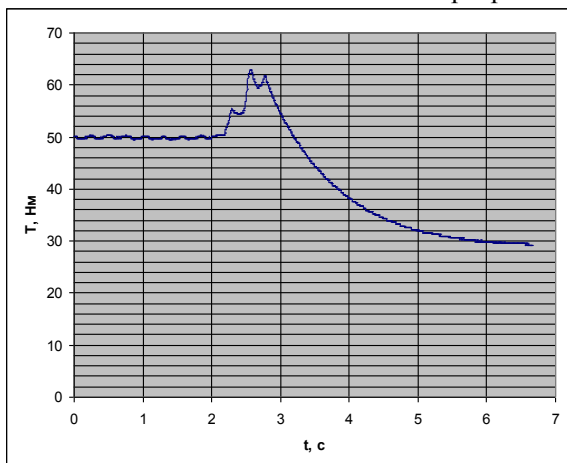
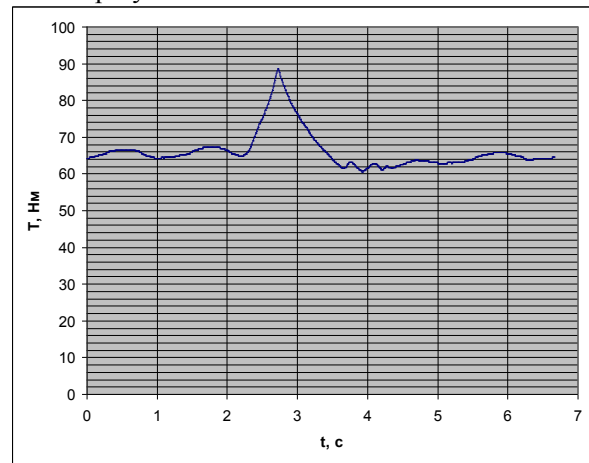


Рис.4. Вікно програми з отриманими результатами



а



б

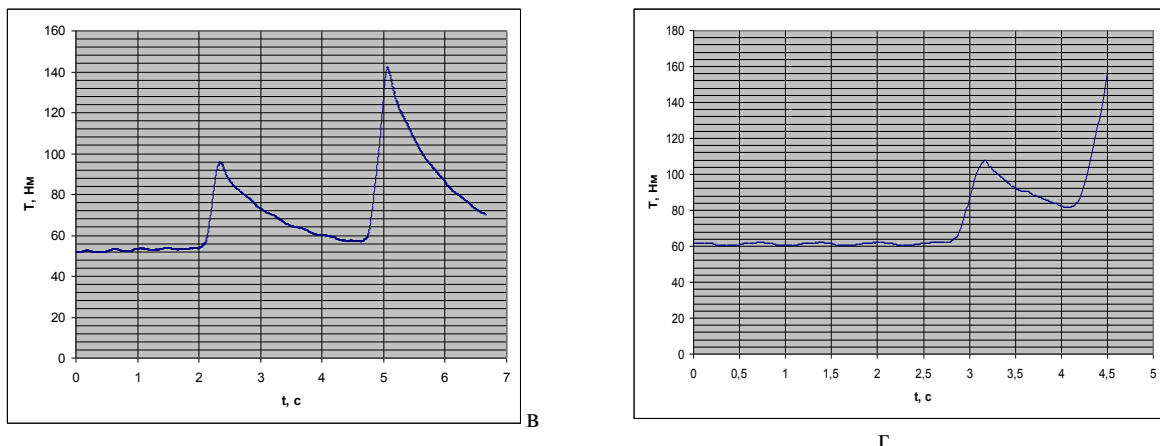


Рис. 5. Графічні залежності зміни величини крутного моменту T при різних значеннях частоти обертання робочого органу n під час перевантаження:
а - $n = 20$ об/хв; б - $n = 60$ об/хв; в - $n = 100$ об/хв; г - $n = 140$ об/хв.

Величина крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на його максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} \text{ (Нм)},$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт); n – частота обертання (об/хв).

Потрібно також відмітити, що крутний момент перетворювачем розраховується за математичною моделлю і похибка може сягати до 20% (або 5% в режимі зі зворотнім зв'язком з енкодера).

За результатами експериментальних досліджень побудовані графічні залежності крутного моменту від кількості обертів робочого органу шнекового транспортера (рис. 6 – 9).

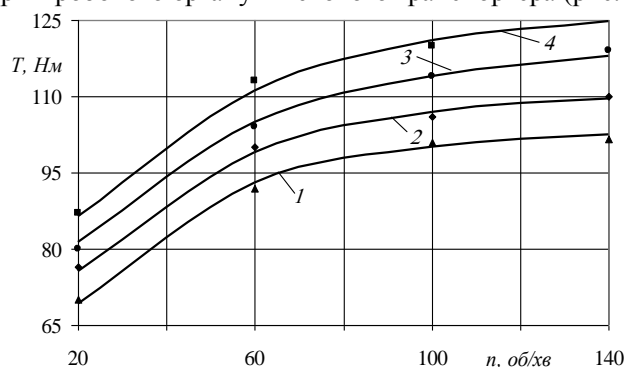


Рис. 6. Графічні залежності зміни крутного моменту при спрацюванні запобіжного пристрою від частоти обертання валу приводу при різних значеннях кута α нахилу робочого органу до горизонту: 1 - $\alpha = 0^\circ$; 2 - $\alpha = 10^\circ$; 3 - $\alpha = 20^\circ$; 4 - $\alpha = 30^\circ$

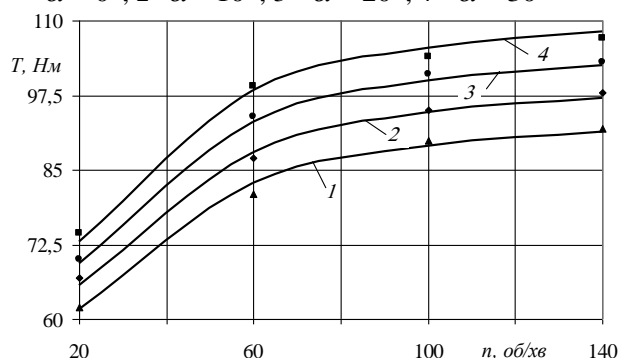


Рис. 7. Графічні залежність зміни крутного моменту при спрацюванні запобіжного пристрою від частоти обертання валу приводу при різних значеннях жорсткості пружини c :
1 - $c = 16,5$ Н/мм; 2 - $c = 17,5$ Н/мм; 3 - $c = 18,5$ Н/мм; 4 - $c = 19,5$ Н/мм.

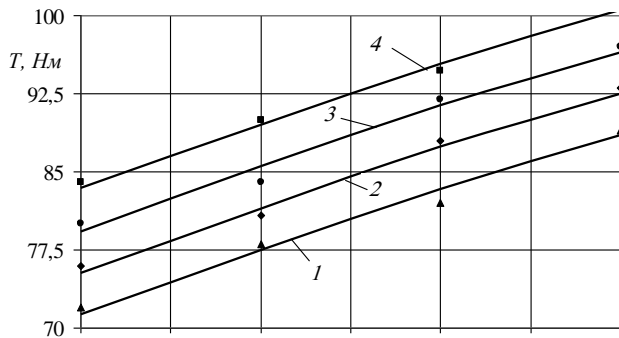


Рис. 8. Графічні залежності зміни крутного моменту при спрацюванні запобіжного пристрою від частоти обертання валу приводу при різних значеннях величини зазору:
1- $\Delta = 1$ мм; 2- $\Delta = 1,5$ мм; 3- $\Delta = 2$ мм; 4- $\Delta = 2,5$ мм.

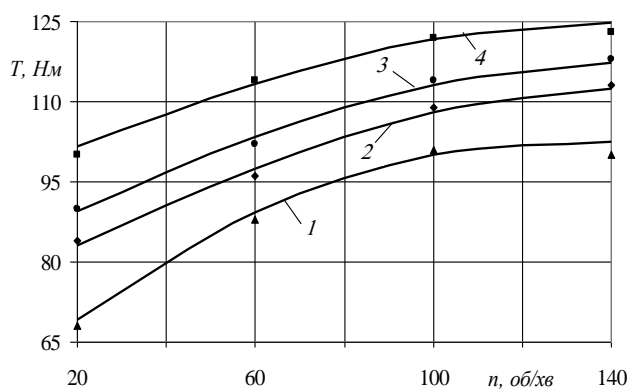


Рис. 9. Графічні залежності зміни крутного моменту при спрацюванні запобіжного пристрою від частоти обертання валу приводу при різних матеріалах:
1 - пісок, 2 - пшениця, 3 - кукурудза, 4 - керамзит

Встановлено, що крутий момент при спрацюванні запобіжного пристрою T пропорційно зростає із збільшенням частоти обертання шнека транспортера. В діапазоні зміни частоти обертання робочого органу від 20 об/хв до 140 об/хв крутий момент збільшується в 1,2...1,25 разів.

Також спостерігається чітка закономірність збільшення крутного моменту T залежно від зміни кута α нахилу робочого органу до горизонту, жорсткості пружини c , величини зазору Δ та фракційності матеріалу.

Так, при зростанні кута α нахилу робочого органу до горизонту від 0° до 30° крутий момент T зростає на 30,7...32,5 %; при збільшенні жорсткості пружини c від 16,5 Н/мм до 19,5 Н/мм крутий момент T збільшується на 30,3...32,4 %; при зростанні величини зазору Δ між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби від 1 мм до 2,5 мм крутий момент T збільшується на 18,5...19,4 %; при зміні фракційності транспортованого матеріалу крутий момент T зростає: для піску – на 32,5 %; для пшениці – на 26,3 %; для кукурудзи – на 23,6 %; для керамзиту – на 18,5 %.

Висновки

На основі проведеного патентного огляду та аналізу існуючих конструктивно-технологічних схем захисних пристроїв гвинтових конвеєрів запропоновано нову конструкцію запобіжного пристрою, яка дозволяє суттєво зменшити динамічні навантаження на привід, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики шнекових транспортерів. Також розроблено стенд та методику проведення експериментальних досліджень для визначення оптимальних параметрів та режимів роботи шнекового транспортера при перевантаженому робочому органі. Представлені експериментальні дослідження запобіжного пристрою, результати яких можуть бути використані при інженерному проектуванні різних типорозмірів запобіжного пристрою.

Література

1. А.с. 1437597, МКИ F16D 7/04. Предохранительное устройство/ В.К. Сулимов, Т.В. Сулимова, Р.Б. Гевко. – №4155124. Заявл. 02.12.86. Опубл. 15.11.88. Бюл. №42. – 3 с.
2. А.с. 1456342, МКИ B65G 33/24. Предохранительное устройство/ Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко. – №4102349. Заявл. 11.05.89. Опубл. 07.02.89. Бюл. №5. – 3 с.
3. Поляков В.С. Справочник по муфтам / Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховський О.А., – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
4. Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого валу гвинтового робочого органу / Павлова І.О., Вітровий А.О. // Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 8. - Тернопіль: ТДТУ, 2003. – С. 44 – 49.
5. Пат. №71785, МПК F16D 7/00. Запобіжний пристрій / Гевко Р.Б., Клендій О.М.: заявник і власник патенту Тернопільський національний економічний університет. - № u201200608; заявл. 19.01.2012; опубл. 25.07.2012, Бюл. № 14, 2012 р.