

¹С.З. Залуцький, інженер
¹Ю.Б. Гладько, к.т.н., доцент
²Р.Б. Гевко, д.т.н., професор
²Б.В. Погрішук, д.е.н., професор

ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ ДЕФОРМАЦІЇ ЕЛАСТИЧНОЇ ЛОПАТІ ШНЕКА ПРИ ЇЇ ВЗАЄМОДІЇ ІЗ ЗЕРНОВИМ МАТЕРІАЛОМ

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

²Тернопільський національний економічний університет

На основі проведеного аналізу відомих конструкцій гвинтових робочих органів розроблено конструкцію шнекового робочого органу із секційною еластичною поверхнею. Проведено теоретичне обґрунтування параметрів взаємодії защемленої зерни між еластичним пелюстком і жорсткою внутрішньою поверхнею направляючого кожуха. Визначено критичні зусилля та напруження параметрів взаємодії, які призводять до пошкодження зернового матеріалу, а також наведено рекомендації для їх уникнення.

Ключові слова: зусилля деформації, еластична лопать, шнек, зернина, направляючий кожух, напружено-деформований стан

Вступ

Транспортування сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва гвинтовими конвеєрами набуло широкого розповсюдження завдяки компактному розташуванню гвинтових робочих органів в циліндричних направляючих кожухах, а також можливості мобільно змінювати траєкторію технологічної траси.

Однак, однією з проблем, що виникає в процесі транспортуванні таких матеріалів є значний ступінь їх пошкодження, внаслідок попадання частинок між внутрішньою нерухомою поверхнею направляючого кожуха та обертовою зовнішньою поверхнею шнекового робочого органу, де відбувається защемлення частинок матеріалу і, відповідно, їх травмування.

Вибір оптимальних режимів роботи гвинтових конвеєрів, раціональних конструктивних, кінематичних, технологічних і динамічних параметрів робочих органів, зміни величини зазорів між периферією шнека та поверхнею направляючого кожуха в залежності геометричних та реологічних параметрів сипкого матеріалу, застосування різних профілів зовнішніх кромek гвинтових поверхонь не може в повній мірі вирішити дану проблему.

Аналіз досліджень і публікацій

Базові теоретичні та експериментальні дослідження шнекових конвеєрів, а також їх вплив на ступінь пошкодження сипких матеріалів викладено в праці [1]. Визначення силових параметрів робочих органів та енерговитрат наведено в працях [2-3].

Пошкодження сипких матеріалів також відбувається в зоні їх переходу з бункерів, завантажувальних або перевантажувальних патрубків в технологічну магістраль. Аналізу даних процесів та визначенню раціональних параметрів та режимів роботи присвячені праці [4-6].

Дослідження процесів роботи гвинтових конвеєрів в екстремальних умовах, а також шляхи їх захисту від поломок наведено в роботах [7-8]. Дослідженню контактної взаємодії зерна в зазорі “виток-кожух” шнекових живильників присвячена праця [9].

Питанням розробки конструкцій гвинтових робочих органів з еластичною периферійною поверхнею, а також теоретичному і експериментальному визначенню їх раціональних параметрів і режимів роботи присвячені праці [10-13].

Постановка завдання

Метою даного дослідження є розробка нової конструкції гвинтового робочого органу із секційною еластичною поверхнею для уникнення пошкодження сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва.

Основний зміст

Для вирішення даної задачі запропоновано конструкцію еластичного шнекового робочого органу [14], який зображено на рис.1. Він містить вал 1, на якому встановлена смугова гвинтова спіраль 2, до якої за допомогою секційних пластин 4, а також болтових з'єднань з напівкруглими головками 5 та гайок 6 закріплені окремі еластичні пелюстки (пластин) 3.

Суміжні пелюстки розташовані між собою з перекриттям (вид В). При транспортуванні, матеріал плавно сходить з одного пелюстка на інший, а у випадку попадання більших частинок між внутрішньою нерухомою поверхнею направляючого кожуха та поверхнею еластичного шнека, пелюстки прогинаються, що забезпечує уникнення пошкодження матеріалу.

В процесі транспортування сипких матеріалів в направляючому кожуху 7 вони взаємодіють з робочою еластичною гвинтовою поверхнею. У випадку попадання та защемлення зернини між нерухомою поверхнею кожуха та обертовою еластичною гвинтовою поверхнею розрізні пелюстки прогинаються, що забезпечує уникнення пошкодження зернини.

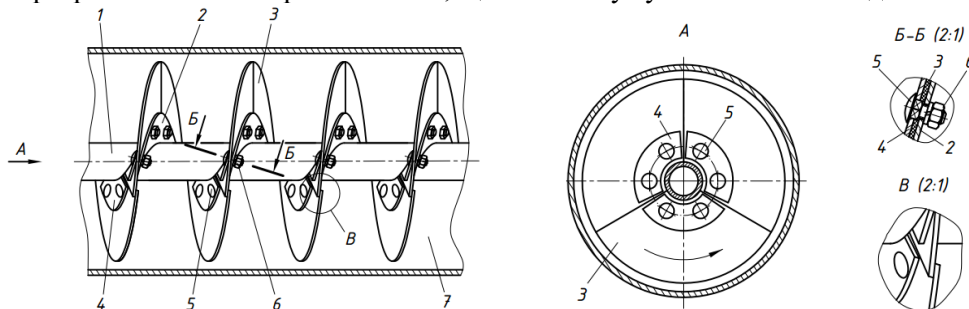


Рис.1. Конструктивна схема шнекового робочого органу з еластичними пелюстками

Метою дослідження було виявлення умов заклинювання за розрахунків зусиль та деформацій лопаті, деформування зернини та контактних напружень, що призводять до її руйнування. При проведенні досліджень прийняті такі припущення: зернину вважаємо тілом у формі еліпсоїда обертання; матеріал лопаті шнека працює у зоні пружності без пластичного деформування; лопать приймаємо як жорсткий стержень, а його деформацію вважаємо плоскою; контактні напруження, що діють на зернину, розраховуються за теорією Герца.

Розглянемо взаємне розташування защемленої зернини та еластичної лопаті (рис.2).

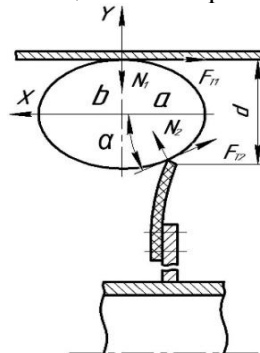


Рис.2. Схема сил, які виникають при попаданні зернини у щілину

Необхідною умовою процесу заклинювання є наявність величини щілини між лопаттю та внутрішньою поверхнею кожуха більшої за половину характерного розміру зернини (її меншої осі еліпсоїда). У цьому випадку одна із складових зусилля від ребра лопаті діятиме на зернину у напрямку внутрішньої поверхні кожуха. Очевидно, виникає сила протидії з боку внутрішньої поверхні кожуха, що створює також і відповідну силу тертя.

Сили, що виникають під час взаємодії зернини із відповідними поверхнями, зображено на рис.1. Запишемо рівняння миттєвої рівноваги зернини, нехтуючи силою ваги зернини.

Рівняння рівноваги у проекції на вертикальну вісь

$$N_2 \cos \alpha - N_1 + F_{t2} \sin \alpha = 0. \quad (1)$$

Рівняння рівноваги у проекції на горизонтальну вісь

$$N_2 \sin \alpha - F_{t1} - F_{t2} \cos \alpha = 0. \quad (2)$$

Зусилля N_1 і N_2 - нормальні до поверхні зернини реакції корпусу та лопаті, відповідно.

Сили тертя F_{t1} і F_{t2} визначаються залежностями

$$F_{t1} = \mu_1 N_1, \quad F_{t2} = \mu_2 N_2, \quad (3)$$

де μ_1 і μ_2 - відповідно коефіцієнти сухого тертя зернини по внутрішній поверхні кожуха та по лопаті, α - кут, який визначається нормаллю до поверхні дотикання лопаті із зерниною.

Підставивши рівняння (3) у систему рівнянь (1) і (2), визначимо співвідношення для шуканих величин зусиль

$$\mu_1 N_1 = N_2(\sin \alpha - \mu_2 \cos \alpha), \quad N_1 = N_2(\cos \alpha + \mu_2 \sin \alpha), \quad (4)$$

Із системи (4), розділивши перше рівняння на друге, отримаємо

$$\mu_1 = \frac{\sin \alpha - \mu_2 \cos \alpha}{\cos \alpha + \mu_2 \sin \alpha} = \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu_2}{1 + \mu_2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (5)$$

Рівняння (5) визначає граничне значення коефіцієнта тертя зернини по внутрішній поверхні кожуха, при якому може наступати заклинювання. Очевидно, що більші значення величини коефіцієнта тертя μ_1 гарантовано призведуть до заклинювання.

З формули (5) можна визначити критичне значення кута заклинювання α

$$\alpha \leq \arctg \left(\frac{\mu_1 + \mu_2}{1 - \mu_1 \mu_2} \right). \quad (6)$$

Аналіз співвідношення (6) показує, що однаковий вплив на процес заклинювання мають обидва коефіцієнти тертя. Графічні залежності коефіцієнта тертя μ_1 при двох значеннях μ_2 та критичного кута тиску α подані на рис. 3 і 4.

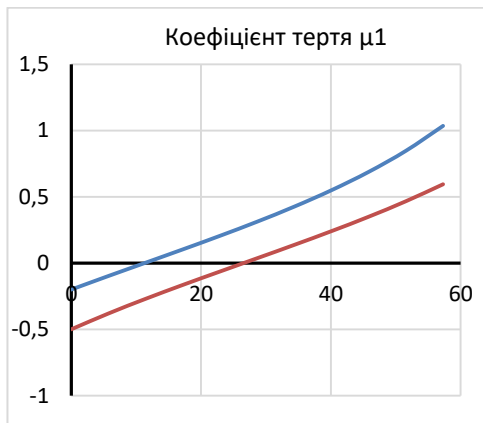


Рис.3. Залежність коефіцієнта тертя μ_1 від кута тиску α при $\mu_2 = 0,2$ і $0,5$



Рис.4. Залежність кута заклинювання від величини коефіцієнтів тертя μ_1 і μ_2

Як видно із рис.3, заклинювання можливе навіть у випадку відсутності тертя по поверхні корпусу шнека $\mu_1 \leq 0$. Така умова фізично неможлива, проте це свідчить про значну ймовірність заклинювання. Однак, при кутах $\alpha < 45^\circ$ заклинювання відбуватиметься завжди.

Після заклинювання поздовжнє переміщення зернини припиняється, а внаслідок обертання шнека, зернина перекочується по ребру лопаті шнека, поступово деформуючи його на максимальну величину δ , що відповідає характерному розміру зернини, а саме її меншій осі еліпсоїда $2b$. Тому можна записати наступне співвідношення

$$2b = d + \delta, \quad (7)$$

де d - величина щілини, δ - поздовжня деформація пластини лопаті за рахунок її прогину.

У формулі (7) не враховано деформацію зернини та кожуха шнека. Кожух є відносно жорстким, а значна деформація зернини призведе до її руйнування, чого необхідно уникнути.

Проведемо дослідження залежності кута тиску від розміру зернини та щілини між лопаттю та кожухом шнека. Зернину вважатимемо правильним еліпсоїдом обертання з більшою віссю $2a$ та меншою віссю $2b$, розташовану таким чином, що більша вісь направлена вздовж напрямку просування зерна, а менша - перпендикулярно до нього (рис.2).

Рівняння еліпса відносно його геометричного центра записується у вигляді [15]

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (8)$$

а рівняння дотичної до еліпса у довільній точці (x_0, y_0)

$$\frac{xx_0}{a^2} + \frac{yy_0}{b^2} = 1. \quad (9)$$

Запишемо рівняння дотичної прямої (9) у вигляді

$$y = -x \frac{x_0 b^2}{y_0 a^2} + \frac{b^2}{y_0} \quad (10)$$

Коефіцієнт у рівнянні (10) біля x виражає тангенс кута дотичної, який співпадає з кутом тиску лопаті на зернину

$$\tan \alpha = \frac{x_0 b^2}{y_0 a^2} \quad (11)$$

Виразивши залежність між координатами точки (x_0, y_0) , використовуючи (8), із (11) маємо

$$\tan \alpha = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{b^2}{y_0^2} - 1} \quad (12)$$

Координата y_0 визначається як різниця між величиною щілини d та піввіссю b ($d > b$)

$$y_0 = d - b \quad (13)$$

Отже, вираз (12) остаточно набере вигляду

$$\tan \alpha = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{b^2}{(d-b)^2} - 1} \quad (14)$$

На рис.5 зображено залежність кута тиску α від величини y_0/b . При розрахунках прийнято $a = 2b$ (верхня крива) і $a = 3b$ (нижня крива). З аналізу графіків можна встановити, що небезпечне значення кута тиску $\alpha < 45^\circ$ спостерігається при співвідношенні

$$y_0/b > 0,45 \quad (d > 1,45b) \text{ при } a = 2b, \quad y_0/b > 0,3 \quad (d > 1,3b) \text{ при } a = 3b. \quad (15)$$

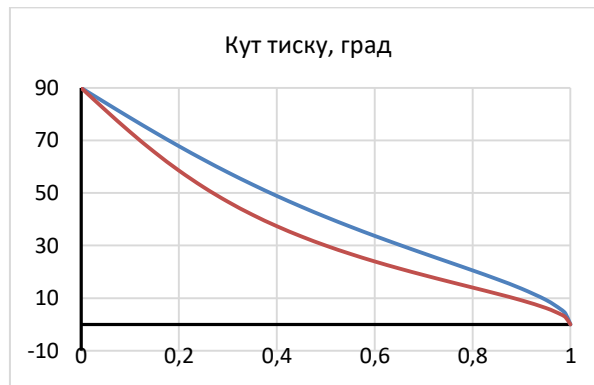


Рис.5. Залежність кута тиску α від співвідношення y_0/b

Нерівність (15) можна вважати певною межею для початку заклинювання зернового матеріалу при його транспортуванні шнеком. Значення щілин, які є меншими, що розраховані згідно нерівності (15) суттєво зменшують ймовірність попадання зернини у щілину.

Інші види розташування осей зернини у просторі при її транспортуванні суттєво зменшують ймовірність заклинювання, що впливає з аналізу формул (8) - (15).

Для зернового матеріалу з різним значенням співвідношення осей еліпсоїда ймовірність заклинювання буде більшою для відносно довгих зернин, а для зернин сферичної форми ймовірність заклинювання буде меншою.

Пошкодження зернини під час заклинювання в основному визначається, зусиллям, що діє на неї та контактними напруженнями, які впливають на руйнування поверхневого шару.

Для першого наближення вважатимемо лопать гнучким стержнем і застосуємо теорію великих деформацій гнучких стержнів, наведену у публікаціях [16, 17]. Для оцінки зусилля та визначення основних силових параметрів процесу скористаємося наведеним у публікації [17] розрахунком прогину гнучкого стержня при дії на нього зосередженої сили.

У роботі [16] запропоновано при дослідженнях згину пластини використовувати безрозмірний критерій подібності

$$\beta = \frac{PL^2}{EJ}, \quad (16)$$

де P - зусилля, що діє на пластину; L - довжина пластини; E - модуль пружності матеріалу пластини; J - момент інерції перерізу пластини.

Згідно даних роботи [17], деформація гнучкої пластини під дією навантаження, що направлене під кутом 45° до початкового положення пластини, з урахуванням коефіцієнта подібності (16), може бути представлена графічними залежностями, які зображені на рис.6.

Прогин пластини може бути описаний поліноміальною залежністю виду

$$\frac{X}{L} = \sum \rho_i \beta^i \quad (i=1..n), \quad (17)$$

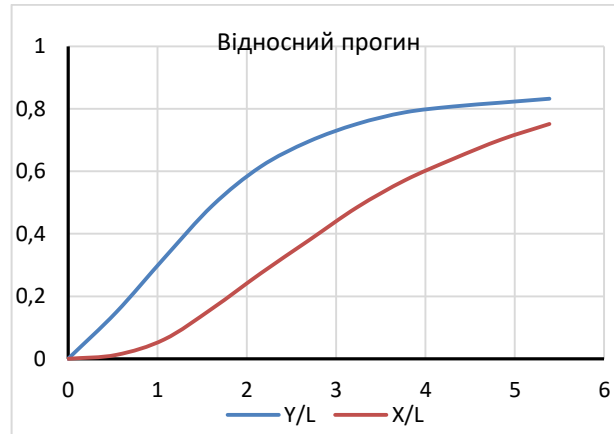


Рис.6. Відносна деформація гнучкої пластини у поздовжньому X та поперечному Y напрямках в залежності від навантаження, заданого коефіцієнтом подібності β

З графіків (рис.6) можна визначити величину критерію подібності, що відповідає деформації пластини на величину $X = \delta$. Знайдену величину необхідно перерахувати у реальну силу тиску P на окрему зернину, виходячи з даних таблиці 1 та формули

$$P = \frac{\beta EJ}{L^2}. \quad (18)$$

Таблиця 1

Значення параметрів E, L, b, h

Параметр	Одиниця виміру	1 графік	2 графік
Модуль пружності, E	$МПа$	1000	1000
Довжина, L	$м$	0,03	0,03
Ширина, b	$м$	0,03	0,03
Товщина, h	$м$	0,001	0,002

Один із варіантів визначення зусилля для конкретної пластини з даними, які подані в таблиці 1, наведено на рис.7. Аналіз графіків показує, що в початковий момент деформування зусилля суттєво зростають, а в подальшому переходять у наближену лінійну залежність. На практиці, деформація стержня δ складає величину в одиниці міліметрів при довжині пластини лопаті у десятки міліметрів, тобто відносна деформація, як правило, не перевищує 0,1.

Напружено-деформований стан при обчисленні контактних напружень узагальнено в роботі [18]. Залежність для визначення максимальних контактних напружень має вигляд

$$\rho_0 = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} P \left(\frac{\sum k}{\eta} \right)^2}, \quad (19)$$

де $n_p = \frac{1}{n_a n_b}$ - коефіцієнт, що визначається згідно табличних даних n_a і n_b ; $\sum k$ - сума кривини

труби кожуха та еліпсоїда зернини; P - зусилля тиску; $\eta = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$ - коефіцієнт, що враховує

пружні властивості матеріалів об'єктів, які контактують між собою. Індексом 1 позначено сталь, а індексом 2 - матеріал зернини. Внаслідок того, що матеріал зернини є суттєво м'якший ніж сталь $E_1 \gg E_2$, можна записати $\eta \approx \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$.

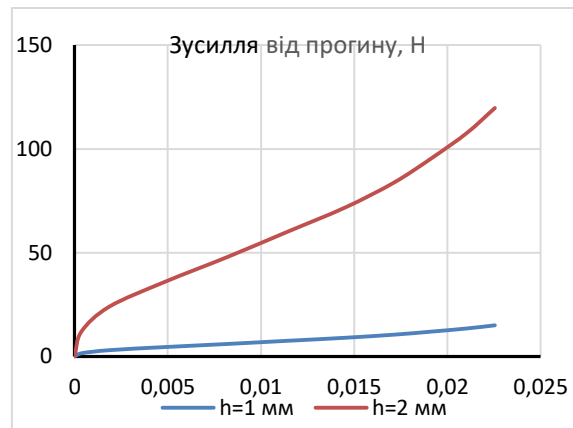


Рис.7. Зусилля, що виникають при поздовжній деформації пластини

Коефіцієнти n_a і n_b визначаються з таблиць [18] через співвідношення A/B , де вказані величини розраховуються за формулами

$$A = \frac{1}{4} \left[(k_{11} + k_{12}) + (k_{21} + k_{22}) - \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})} \right], \quad (20)$$

$$B = \frac{1}{4} \left[(k_{11} + k_{12}) + (k_{21} + k_{22}) + \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})} \right], \quad (21)$$

де $k_{11} = 0$ - кривина оболонки шнека вздовж осі її циліндричної поверхні; $k_{12} = -1/R_1$; де R_1 - радіус внутрішньої поверхні оболонки шнека; $k_{21} = 1/b$; $k_{22} = b/a^2$.

Підставляючи усереднені значення параметрів зернини (таблиця 2), побудовано графічні залежності максимальних напружень, які виникають у зоні контакту зернини з кожухом (рис.8).

Таблиця 2

Значення параметрів еластичного шнека за зернини

Параметр	Одиниця виміру	Значення
Радіус еластичного шнека	м	0,05
Піввісь еліпсоїда a	м	0,004
Піввісь еліпсоїда b	м	0,0015
Модуль пружності E_2	Па	10^7
Коефіцієнт Пуассона ν_2		0,2
A/B	розраховано	0,110625
n_a	з таблиць	2,463
n_b	з таблиць	0,5224

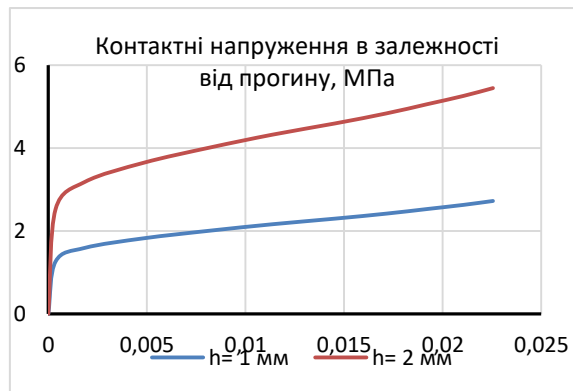


Рис.8. Залежність контактних напружень від поздовжнього прогину лопати

Аналіз графіків (рис.8) показує, що при заклинюванні зернини контактні напруження різко зростають до певної величини, після чого їх зростання суттєво уповільнюється. Це пояснюється двома причинами – нелінійною залежністю сили від деформації та кубічним коренем при визначенні максимальних контактних напружень згідно формули (19).

Висновки

Проведено теоретичне обґрунтування параметрів взаємодії защемленої зерни між еластичним пелюстком і жорсткою внутрішньою поверхнею направляючого кожуха. Визначено критичні зусилля та напруження параметрів взаємодії, які призводять до пошкодження зернового матеріалу, а також наведено рекомендації для їх уникнення. Встановлено, що зусилля, які діють зернину достатньо помірні, при використанні у якості лопати відносно м'яких матеріалів з малим модулем пружності, що зменшує ймовірність пошкодження зерна.

Література

1. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. -280с.
2. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини".- Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998. –Вип. 4.- С. 34-36.
3. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Гевко М.Р., Клендій М.Б. Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Вісник інженерної академії України.- Київ.- 2009.-№1.- С.212-216.
4. Nevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. (2016) – *Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer*, INMATEH: Agricultural engineering, vol.48, no.1, pg.29-34, Bucharest.
5. Nevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016) – *Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors*, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pg.89-94, Bucharest, Romania.
6. Nevko R.B., Yazlyuk V.O., Liubin M.V., Tokarchuk O.A., Klendii O.M., Pankiv V.R. (2017) - *Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyors*, INMATEH: Agricultural engineering, vol.51, no.1, pg.49-58, Bucharest, Romania.
7. Гевко Р.Б., Клендій О.М. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей.- Випуск 24.- Луцьк: Ред.- вид. Відділ Луцького НТУ, 2013.- С. 67 – 75.
8. Гевко Р.Б., Гладь Ю.Б., Шинкарик М.І., Клендій О.М. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою транспортера // Вісник Інженерної академії України. Київ.- 2014.- № 3-4 С.46-52.
9. Бойко А.І., Куликівський В.Л. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі “виток-кожук” шнекових живильників зерноочисних машин // Науковий вісник НУБіПУ.- К.: Ред.-вид. Відділ НУБіПУ, 2011.- Вип.166: Техніка та енергетика АПК.- ч.1- С.267-274.
10. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія: монографія.- Тернопіль: Астон, 2012.- 204с.
11. Гевко Р.Б. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / Р.Б.Гевко, Ю.В.Дзядикевич, І.Г.Ткаченко, С.З.Залуцький // Вісник ТНТУ.- Т.: ТНТУ, 2016.- Том 81.- № 1.- С. 77-87.
12. Nevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. (2015) – *Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface*, INMATEH: Agricultural engineering, vol.46, no.2, pg.133-138, Bucharest, Romania.
13. Гевко Р.Б. Залуцький С.З. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень // Вісник інженерної академії України. – К., 2015. – № 1. – С.242-247.
14. Крисоватий А.І. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею. Патент України на корисну модель №101095, МПК В65G 33/26, В65G 33/16. / А.І.Крисоватий, Р.Б.Гевко, С.В.Залуцький, І.Г.Ткаченко, М.В.Градова. - № u201502180; заявл. 12.03.2015; опубл. 25.08.2015, Бюл. № 16.
15. Акопян А.В., Заславський А.А. Геометрические свойства кривых второго порядка.- М.: МЦНМО, 2007.- 136с.
16. Попов Е.П. Теория и расчет гибких упругих стержней.- М.: Наука, 1986.- 296с.
17. Артюхин Ю.П. Произвольный изгиб консольного стержня консервативной силой / Казань. Физико-математические науки, Том.155.-кн.2.- 2013.- С.144-157.
18. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х томах. Том 2. Под. ред. И.А.Биргенра и Я.Г.Пановко. М.: "Машиностроение", 1968 - 463с.