

О.Л. Ляшук, д.т.н., доц.
В.М. Клендій, к.т.н., асист.
О.Я. Гурик, к.т.н., доц.
Л.М. Слободян, асист.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів

Для покращення умов роботи гвинтових завантажувачів з різними траєкторіями переміщення сипких матеріалів необхідно реалізувати наступне: Існуючі гвинтові завантажувачі з переміщенням сипких матеріалів знизу до верху здійснюють процес переходу з горизонтальної траси транспортування до вертикальної, як правило через карданні механізми, які його травмують і особливо це небезпечно для насінневих матеріалів.

Вихідними даними для проектування гвинтового завантажувача є його продуктивність, тип, вид вантажу, який транспортується і його характеристики: коефіцієнти зовнішнього і внутрішнього тертя, продуктивність, кут нахилу траси, конструктивні параметри та інші.

Важливим параметром гвинтового завантажувача, який складається з двох віток – горизонтальної і вертикальної нахиленої під кутом є те, що продуктивність горизонтальної вітки повинна бути меншою на 5...10% від нахиленої для забезпечення нормальної роботи. При цьому регулювання цього параметра доцільно проводити кроком діаметром.

Важливим елементом, який захищає гвинтового завантажувача, а відповідно і транспортну систему від забивання з використанням вібруючих пристроїв відомих конструкцій. Ці проблеми зв'язані з перезволоженням сипких матеріалів.

Фактор стабільності роботи гвинтового завантажувача є використання додаткових гнучких гвинтових завантажувачів, з метою збільшення зони їх завантаження з використанням як самих гвинтових завантажувачів так і пересувних механізмів.

Наступною вимогою гвинтового завантажувача є те, що в зоні пересу (перевантаження) сипкого матеріалу доцільно встановлювати відповідні зони з метою забезпечення якісної подачі сипкого матеріалу і стабілізації технологічного процесу.

Ключові слова: гвинтові завантажувачі; сипучі матеріали; технологічні можливості.

Постановка питання. Основними робочими і завантажувально-розвантажувальними органами багатьох машин є гвинтові робочі органи. Їх питома вага, як транспортних засобів складає в середньому 45...50 %. Специфіка їх роботи обумовлена різними реологічними властивостями, які визначають номенклатуру і конструктивні параметри гвинтових конвеєрів.

Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені проектуванню гвинтових конвеєрів, сучасні вимоги виробництва висувають завдання щодо модернізації існуючих гвинтових завантажувачів та створення принципово нових з проведенням відповідних теоретичних та експериментальних досліджень.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питаннями дослідження роботи гвинтових завантажувачів присвячені праці Григор'єва А.М. [1], Германа Х. [2], Гевко Б.М., Рогатинського Р.М. [3], Зенкова Р.Л. [4], Барішева А.И., Буджиевського В.А. [5], Гевко І.Б. [6] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань удосконалення їх конструкції вимагають подальших досліджень.

Мета роботи – удосконалення конструкції гвинтових завантажувачів на основі дослідження їх характеристик на спеціальному стенді.

Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів (Рис.1.) виконано у вигляді рами 1 на яку жорстко встановлена горизонтальна плита 2 на підставку 3. З правого кінця плити 2 встановлено вивантажувальне вікно 4 під яким встановлено ємкість 5 для збору транспортного матеріалу. До електродвигуна 6 горизонтальної секції горизонтального гвинтового робочого органа 7 під'єднаний Altivar 8 і персональний комп'ютер 9 для зняття характеристик горизонтальної секції і гвинтового завантажувача.

Вертикальна (нахилена) 9 секція з гвинтовим робочим органом теж під'єднаний послідовно до Altivar 10 і персонального комп'ютера 11. Вона може працювати самостійно або разом з горизонтальною секцією коли вивантажувальне вікно 4 закрито заслонкою 11. Для зміни кута нахилу нахиленої секції 9 використовують механізм регулювання кута її нахилу 12.

До лівого кінця горизонтальної секції 7 жорстко закріплено гнучкий гвинтовий завантажувач 13 з гнучким циліндричним кожухом 14. Зверху до якого жорстко закріплена пере установча рукоятка 15 для зміни положення забору сипкого матеріалу. При проектуванні гвинтових завантажувачів необхідно умовою є те, що продуктивність горизонтальної секції 7 повинна бути меншою ніж нахиленої 9.

Робота станда здійснюється наступним чином з врахуванням вище приведеної вимоги, що продуктивність горизонтальної секції є меншою нахиленої. При цьому до горизонтальної секції 7 в зоні приводу 6 під'єднують Altivar 8 і персональний комп'ютер 7, відкривають заслонки 10, відключають нахилену секцію 11 і записують необхідні характеристики роботи горизонтальної секції.

Після зняття характеристик горизонтальної гвинтової секції здійснюють замір характеристик горизонтальної секції 7 і нахиленої 11. При цьому заслонка 10 закривається, включають приводу горизонтальної і вертикальної секцій і досліджують технологічний процес з використанням Altivara і персонального комп'ютера при різних кутах нахилу вертикальної секції. При цьому визначають всі характеристики гвинтового завантажувача і здійснюють відповідні розрахунки, щодо їх проектування.

До переваг станда відноситься розширення технологічних можливостей і відпрацювання методики його проектування.

Реалізація роботи. Для покращення умов роботи гвинтових завантажувачів з різними траєкторіями переміщення сипких матеріалів необхідно реалізувати наступне. Основні гіпотези і технічні ідеї, які необхідно вирішити для покращення конструкцій і їх удосконалення. Існуючі гвинтові завантажувачі з переміщенням сипких матеріалів знизу доверху здійснюють процес переходу з горизонтальної траси транспортування до вертикальної, як правило через карданні механізми, які його травмують і особливо це небезпечно для насінєвих матеріалів.

Вихідними даними для проектування ГЗ є його продуктивність, тип, вид вантажу, який транспортується і його характеристики: коефіцієнти зовнішнього і внутрішнього тертя, продуктивність, кут нахилу траси, конструктивні параметри та інше.

Важливим параметром ГЗ, який складається з двох віток – горизонтальної і вертикальної нахиленої під кутом є те, що продуктивність горизонтальної вітки повинна бути меншою на 5...10% від нахиленої для забезпечення нормальної роботи. При цьому регулювання цього параметра доцільно проводити кроком гвинта, а не його діаметром.

Важливим елементом, який захищає ГЗ, а відповідно і транспортну систему від забивання, сводоутворення з використанням віброуючих пристроїв відомих конструкцій. Ці проблеми зв'язані з перезволоженням сипких матеріалів.

Фактор стабільності роботи ГЗ є використання додаткових гнучких гвинтових завантажувачів, з метою збільшення зони їх завантаження з використанням як самих ГЗ так і пересувних цих механізмів.

Наступною вимогою ГЗ є те, що в зоні пересипу (перевантаження) сипкого матеріалу доцільно встановлювати відповідні зони з метою забезпечення якісної подачі сипкого матеріалу і стабілізації технологічного процесу.

При проектуванні ГЗ необхідно щоб горизонтальна завантажувальна секція ГЗ встановлюється під кутом 2...5° до горизонту в сторону подачі сипкого матеріалу, а вертикальний шнек виконати Г-подібної форми з полицькою зверху, причому співвідношення горизонтальної полицьки до вертикальної становить в межах 2...7, при мінімальній величині вертикальної полицьки не менше 2...4мм.

Наступна рекомендація полягає в тому, що представлені конструкції можуть бути універсальні, уніфіковані з використанням відповідних робочих органів для виконання різного типу операцій, як наприклад, схема 4 – гвинтовий завантажувач-змішувач.

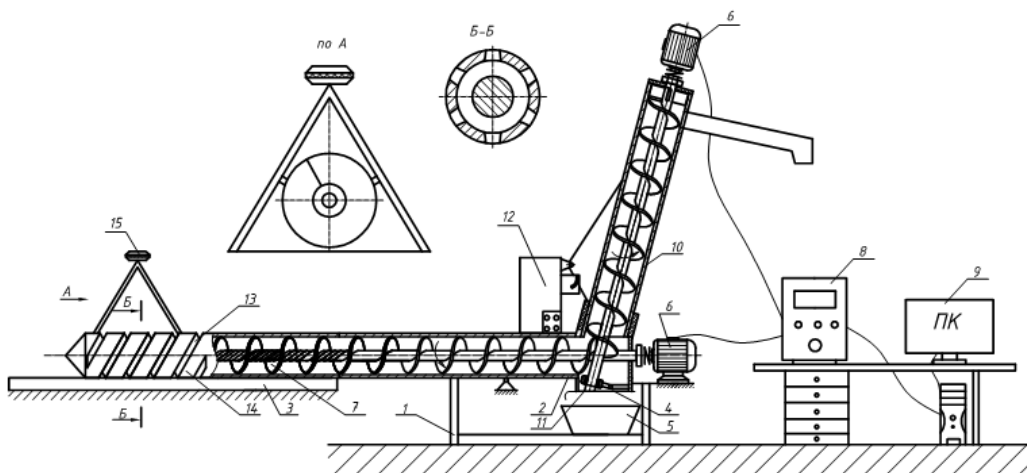


Рис. 1. Гвинтовий пересувний завантажувач

1 – рама; 2, 6 – горизонтальний і вертикальний кожухи; 3 – жорсткий гвинтовий робочий орган; 4 – гнучкий гвинтовий робочий орган; 5 – бункер; 7 – ємкість для завантаження сипких матеріалів

Для змішування сухих матеріалів доцільно використовувати гофровані гвинтові робочі органи з запрограмованим або вільним профілем.

Завантажувачі доцільно оснащувати додатковими пристроями для розширення їх технологічних можливостей, наприклад подачі мінеральних добавок, приготування кормових сумішей добавок біологічних стимуляторів або інших компонентів.

Деталі завантажувачів доцільно виготовляти з пластмас, які мають низький коефіцієнт тертя і малу масу.

Нами розроблена конструкція завантажувача, яка зображена на рисунку 1.

Робота пересувного гвинтового змішувача здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 6 з гнучким кожухом і наконечником вводять в купу сипкого матеріалу при цьому встановивши необхідні величини зазорів в пазах захисної насадки разом з рукояткою. Після цього включають привід за допомогою пульта керування. За допомогою гнучкої спіралі 6 і сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2 куди і подаються кормові добавки по прозорому циліндричному лотку і разом з зерном змішуються і далі подаються в зону вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом 4 в зону вивантаження і вивантажувальний лоток і в ємність для збору матеріалу (кузов машини) 7 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки переставляють в нове місце, або за допомогою рухомої підставки переводять в інше місце відомим способом. В разі потреби при зволоженні кормових добавках автоматично включаються електромагнітні вібратори, які з'єднані з пультом керування, які сприяють покращенню подачі кормових добавок в зону змішування.

Для розрахунку гвинтових завантажувачів сипких матеріалів нами виведені аналітичні залежності для визначення продуктивності завантажувача, яке визначається за формулою:

$$Q_v = 47D_c^2 \xi n_c \psi c_\beta \quad (1)$$

де D_c – зовнішній діаметр спіралі, м;

ξ – емпіричний коефіцієнт, який враховує відношення кроку спіралі до її зовнішнього діаметра;

n_c – частота обертання спіралі, об/хв.;

ψ – коефіцієнт заповнення поперечного січення спіралі;

c_β – коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності в залежності від кута нахилу спіралі, а отже з рівності (1) можна визначити розрахункове значення зовнішнього діаметра спіралі

$$D_c \approx \sqrt{\frac{Q_p}{47 \xi n_c \psi c_\beta \rho}} \quad (2)$$

Відповідно сила опору W від тертя матеріалу до стінок рукава та при нахилі пристрою під певним кутом β до горизонту.

$$W = qg f_p L_c \cdot \cos \alpha + qg f_p L_c \cdot \sin \alpha = qg (L f_p + h) \quad (3)$$

де q – розподілена маса матеріалу, кг;

g – прискорення вільного падіння;

f_p – коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава завантажувача;

L_c, L, h – лінійна довжина спіралі та її проекції на горизонтальну та вертикальну площини, м;

α – кут нахилу спіралі до горизонту.

В реальних умовах дуже проблематично розрахувати всі сили опору, які протидіють обертовому руху спіралі, тому на практиці використовують відому залежність [5] для визначення потужності приводу

$$N = \frac{Q_p L_c}{367 \eta_{II}} \cdot (k \pm \sin \alpha) \quad (4)$$

де η_{II} – коефіцієнт корисної дії привода;

k – коефіцієнт опору матеріалу.

Відповідно знак «+» приймається при підйомі матеріалу, а знак «-» під час опускання. А для горизонтально розміщеної секції завантажувача

$$N = \frac{Q_p L_c k}{367 \eta_{II}} \quad (5)$$

З врахуванням, що

$$v_{kp} = \rho R n_{kp} / 30 \quad (6)$$

критична частота обертання спіралі рівна

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi R} \sqrt{\frac{gR}{f_p} \operatorname{tg}(\beta + \rho_c)} \quad (7)$$

Для теоретичного дослідження впливу таких параметрів як радіус спіралі R , кут її підйому β , коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава завантажувача f_p на частоту обертання спіралі було проведено розрахунок, на основі яких побудовані графічні залежності (рис.2). По отриманих результатах встановлено, що частота обертання спіралі повинна бути більшою, відповідно чим більше значення кута підйому спіралі і менший її радіус та менший коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава.

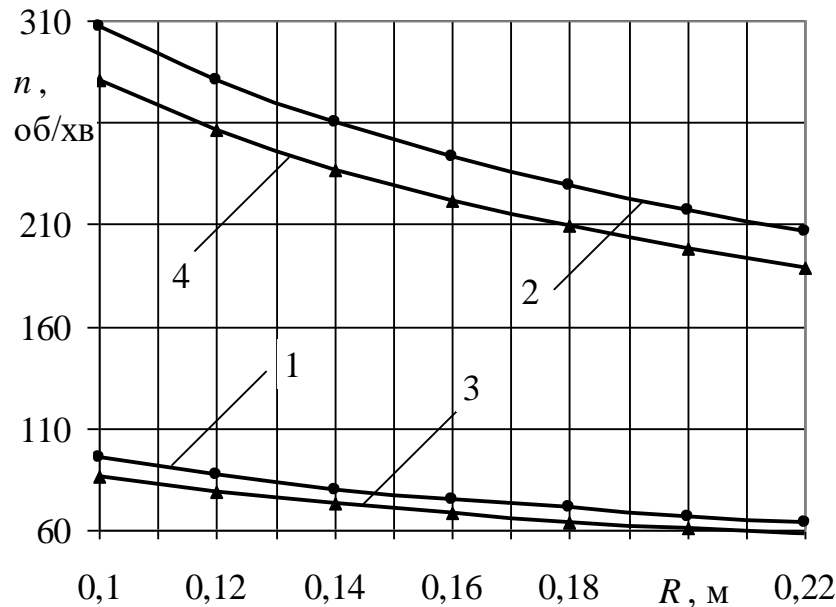


Рис. 2. Залежність зміни частоти обертання спіралі завантажувача від її радіуса $n = f(R)$ при різних значеннях кута її підйому та коефіцієнта тертя матеріалу до стінок рукава: 1 – ($\beta = 16^\circ, f_p = 0,15$); 2 – ($\beta = 20^\circ, f_p = 0,15$); 3 – ($\beta = 16^\circ, f_p = 0,18$); 4 – ($\beta = 20^\circ, f_p = 0,18$)

Кругний момент на шнекові визначаємо за виразом [7]:

$$M = N_1 \cdot R (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + N_2 R f_2 \quad (8)$$

де M – кругний момент, Н·м;

N_1, N_2 – нормальні реакції відповідно від поверхні шнека та поверхні кожуха, Н;

f_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека;

f_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха;

R – радіус спіралі.

Швидкість просипання вантажу через отвір захисного наконечника визначають за формулою [6]:

$$V_s = \lambda \cdot \sqrt{3,2 \cdot g \cdot R} \quad (9)$$

де λ – коефіцієнт просипання; R – гідравлічний радіус випускного отвору (відношення площі до периметру отвору); g – прискорення земного тяжіння.

Провівши відповідні перетворення, отримуємо залежність з якої можна визначити радіус отвору просипання [4]:

$$R = \sqrt[5]{\frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot (D_{шк}^2 - d^2)}{25,6 \cdot k_s^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} \quad (10)$$

Визначивши радіус отвору, можна через рівність площ визначити ширину прямокутного отвору з залежності:

$$l = \frac{\pi}{a} \left[\frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot (D_{шк}^2 - d^2)}{25,6 \cdot k_s^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g} \right]^{2/5} \quad (11)$$

Використовуючи дані залежності, можна забезпечити потрібні конструктивні розміри отворів просипання насадок і добитися максимальної продуктивності ГК при дотриманні встановлених норм виконання технологічного процесу транспортування.

Висновки. Приведені 2 гіпотези і технічні ідеї, які необхідно реалізувати для покращення конструкцій гвинтових завантажувачів з двох трасовим переміщенням сипких матеріалів, які закладені в розроблену конструкцію гвинтового завантажувача.

Приведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів гвинтових завантажувачів, які можуть і використовуватися в якості завантажувачів змішувачів.

Список використаної літератури:

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
2. Германа Х. Шнековые машины в технологии / Х.Германа. – 1975. – 180 с.
3. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.
4. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1973. – 220 с.
5. Барышев А.И. Расчет и проектирование транспортных средств непрерывного действия / А.И. Барышев, В.А. Будисhevский и др. – Донецк : Норд-Прес, 2005. – 689 с.
6. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І.Б. Гевко. – Тернопіль : ТДТУ ім. І.Пулюя, 2008. – 307 с.
7. Паладійчук Ю.Б. «Дослідження енергосилових параметрів роботи конвеєрів із коливним осьовим рухом шнека» / Ю.Б. Паладійчук, Ю.М. Тарасюк // Сільськогосподарські машини : зб-к наук. праць. – Луцьк, 2014. – вип. 27. – С. 50–58.

References:

1. Grigor'ev, A.M. (1972), *Vintovye konvejery*, Mashinostroenie, Moskva, 184 p.
2. Germana, H. (1975), *Shnekovye mashiny v tehnologii*, 180 p.
3. Gevko, B.M. and Rogatinskij, R.M. (1989), *Vintovye podajushhie mehanizmy sel's'kohozjajstvennyh mashin*, Vishha shkola, L'vov, 176 p.
4. Zenkov, R.L. (1973), *Mehanika nasypanyh gruzov*, Mashinostroenie, Moskva, 220 p.
5. Baryshev, A.I., Budishevskij, V.A. and others (2005), *Raschet i proektirovanie transportnyh sredstv nepreryvnogo dejstvija*, Nord-Pres, Doneck, 689 p.
6. Gevko, I.B. (2008), *Gvyntovi transportno-tehnologichni mehanizmy: rozrahunok i konstrujuvannja*, TDTU im. I.Puljuja, Ternopil', 307 p.
7. Paladijchuk, Ju.B. and Tarasjuk, Ju.M. (2014), «Doslidzhennja energosylovyh parametriv roboty konvejeriv iz kolyvnyym os'ovym ruhom shneka», *Sil's'kogospodars'ki mashyny*, zbirnyk naukovykh prac', Vol. 27, Luc'k, pp. 50–58.

Ляшук Олег Леонтійович – доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– надійність і довговічність деталей машин.

E-mail: oleglashuk@ukr.net.

Клендій Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, асистент кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– надійність і довговічність деталей машин.

E-mail: vova221@ukr.net.

Гурик Олег Ярославович – кандидат технічних наук, доцент кафедри технології і обладнання зварювального виробництва Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– надійність і довговічність деталей машин.

E-mail: vova221@ukr.net.

Слободян Любомир Михайлович – асистент кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– надійність і довговічність деталей машин.

E-mail: kaf_am@ukr.net.

Стаття надійшла до редакції 02.10.2017.