

Гевко Б.М.,  
Слободян Л.М.,  
Маруніч О.П.,  
Гупка В.В.  
Тернопільський національний  
технічний університет  
імені Івана Пулюя  
м. Тернопіль, Україна,  
E-mail: kaf\_am@ukr.net

## ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ МАШИН

УДК 621.87

*Приведені особливості удосконалення конструкцій гвинтових завантажувачів сипких матеріалів з метою розширення технологічних можливостей і покращення якості роботи. Приведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів.*

**Ключові слова:** гвинтові завантажувачі, сипкі матеріали, технологічні можливості, продуктивність

**Постановка проблеми.** Основними робочими й завантажувально-розвантажувальним органам багатьох сільськогосподарських машин є гвинтові робочі органи. Їх питома вага, як транспортних засобів, складає за різними джерелами загалом 40...50 %. Специфіка їх роботи зумовлена різними реологічними властивостями вантажів, які визначають номенклатуру й конструкційні параметри шнеків, а особливо гвинтових завантажувачів з двома чи трьома трасами транспортування по горизонталі, вертикалі чи криволінійних витках, що призводить до травмування особливо висівного матеріалу.

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

Тому вирішення наукового завдання, яке полягає в розробленні та практичній реалізації раціональних конструкцій гвинтових завантажувачів, мінімізації енерговитрат і зменшення травмування насіння (механізації процесів в агропромисловому комплексі) є актуальним, доцільним, значущим та перспективним для сільськогосподарської галузі України та інших держав.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Питанням дослідження кінематики зернового вантажу у гвинтових транспортно-технологічних механізмах (ГТТМ) присвячені праці Григор'єва А.В. [1], Германа Х. [2], Гевка Б.М., Рогатинського Р.М. [3], Зенкова Р.Л. [4], Барышев А.И., Будишевський В.А. [5], Гевко І.Б. [6], та багатьох інших. У вказаних працях досліджено кінематику сухих сипких матеріалів, а кінематика вантажів з вологістю 12% і більше потребують подальших досліджень, а також необхідність удосконалення конструкції з метою розширення технологічних можливостей.

**Мета роботи.** Удосконалення конструкцій гвинтових завантажувачів з двох трасовим переміщенням сипких матеріалів і виведення аналітичних залежностей для їх розрахунку.

**Реалізація роботи.** Для покращення роботи гвинтових завантажувачів з різними траєкторіями переміщення сипких матеріалів необхідно реалізувати наступне. Основні гіпотези і технічні ідеї, які необхідно вирішити для покращення їх конструкцій. 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 насінєвих матеріалів.

**Основні гіпотези і технічні ідеї, які повинні бути закладені в конструкції гвинтових завантажувачів.**

1. Подаюча горизонтальна вітка і вертикальна відвідна вітки повинні бути зміщені одна від одної на величину діаметра шнека або більше, щоб при переході з горизонтальної вітки у вертикальну не відбувалося травмування сипких матеріалів, особливо насінного.

2. Подаюча вітка завантажувача повинна бути оснащена гнучким робочим органом з гнучким кожухом для можливості збільшення зони завантаження із запобіжним наконечником.

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

4. Для мобільності завантаження і підвищення продуктивності праці завантажувач доцільно встановлювати на рухому платформу.

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

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

Нами розроблена конструкція завантажувача, яка зображена на рис.1.

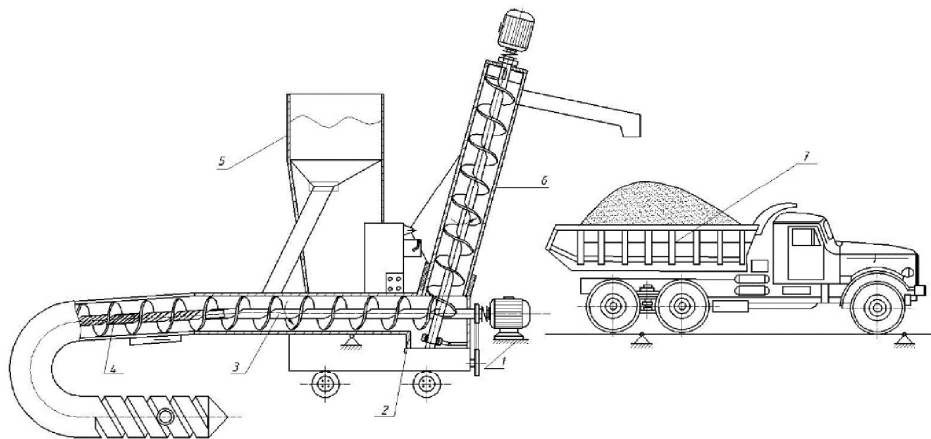


Рис.1 – Гвинтовий пересувний завантажувач

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

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 зволжених 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

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

де  $\rho$  – насипна густина транспортного матеріалу, т/м<sup>3</sup>;  $D_C$  – зовнішній діаметр спіралі, м;  $\xi$  – емпіричний коефіцієнт, який враховує відношення кроку спіралі до її зовнішнього діаметра;  $n_c$  – частота обертання спіралі, об/хв.;  $\psi$  – коефіцієнт заповнення поперечного січення спіралі;  $c_\beta$  – 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  $\beta$  до горизонту (рис.2).

$$W = q g f_p L_C \cdot \cos \alpha + q g f_p L_C \cdot \sin \alpha = q g (L f_p + h), \quad (3)$$

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;  $\alpha$  – 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  $\eta_{II}$  – коефіцієнт корисної дії приводу;  $k$  – 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

$$\nu_{кр} = \rho R n_{кр} / 30, \quad (6)$$

критична частота обертання спіралі рівна

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

Для теоретичного дослідження впливу таких параметрів як радіус спіралі  $R$ , кут її підйому  $\beta$ , 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 (рис.3) 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.

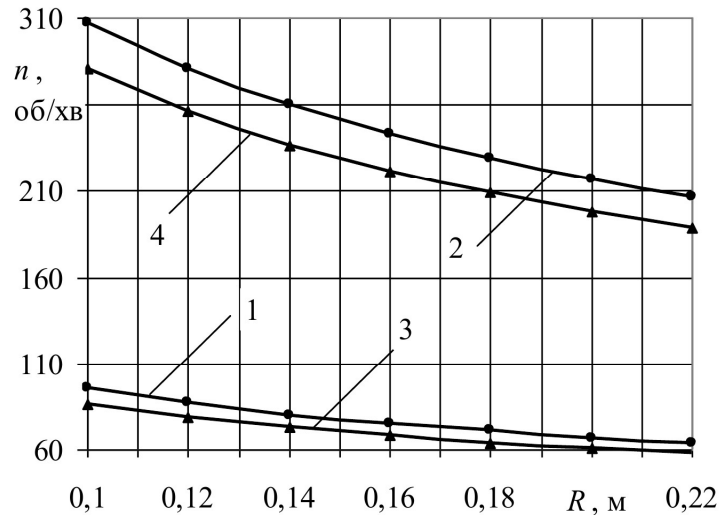


Рис.2 – Залежність зміни частоти обертання спіралі завантажувача від її радіуса  $n = f(R)$  при різних значеннях кута її підйому та коефіцієнта тертя матеріалу до стінок рукава:  
 1 – ( $\beta = 16^\circ, f_p = 0,15$ ); 2 – ( $\beta = 20^\circ, f_p = 0,15$ ); 3 – ( $\beta = 16^\circ, f_p = 0,18$ );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

Крутний 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  $M$  – крутний 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  $\lambda$  – 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]:

$$R = \sqrt[5]{\frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot (D_{\text{жс}}^2 - d^2)}{25,6 \cdot k_3^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}}. \quad (10)$$

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

$$l = \frac{\pi}{a} \left[ \frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot (D_{\text{жс}}^2 - d^2)}{25,6 \cdot k_3^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g} \right]^{2/5}. \quad (11)$$

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.** На основі приведених досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Приведено 6 гіпотез і технічні ідеї, які необхідно реалізувати для покращення конструкцій гвинтових завантажувачів з двох трасовим переміщенням сипких матеріалів, які закладені в розроблену конструкцію гвинтового завантажувача.

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

### Література

1. Григорьев А.В. Винтовые конвейеры / А.В. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972.
2. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинский. – Львов: Вища школа, 1989. – 176 с.
3. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1973. – 220 с.
4. Барышев А.И. Расчет и проектирование транспортных средств непрерывного действия / А.И. Барышев, В.А. Будышевский и др. // Под. ред. В.А. Будышевского. – Донецк: Норд-Прес, 2005. – 689 с.
5. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І.Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ, 2008. – 307 с.
6. Паладійчук Ю.Б. Дослідження енергосилових параметрів роботи конвеєрів із коливним осьовим рухом шнека / Ю.Б. Паладійчук, Ю.М. Тарасюк // Збірник наукових праць “Сількогосподарські машини”. – Луцьк, 2014. – Вип.27.

### Summary

**Hevko B.M., Slobodian L.M.** Features of the design of the machines' screw loaders

*The features of improving the designs of screw loaders of bulk materials with the purpose of expansion of technological possibilities and improvement of work quality are given. The analytical dependences for determining the power and structural parameters, as well as the dependence of changes in the rotational speed of the boiler spiral from the design parameters are developed.*

**Keywords:** screw loaders, bulk materials, technological capabilities, productivity.

### References

1. Hryhorev A.V. Vyntov ie konveier i / A.V. Hryhorev. – М.: Mashynostroenye, 1972.
2. Hevko B.M. Vyntov ie podaiushchye mezanyzm i selskokhoziaistvenn ikh mashyn / B.M. Hevko, R.M. Rohatynskiy. – Lvov: Vyshcha shkola, 1989. – 176 s.
3. Zenkov R.L. Mekhanyka nas ipn ikh hruzyv / R.L. Zenkov. – М.: Mashynostroenye, 1973. – 220 s.
4. Bar ishev A.Y. Raschet y proektyrovanye transportn ikh sredstv neprer ivnoho deistvyia / A.Y. Bar ishev, V.A. Budyshevskiy y dr. // Pod. red. V.A. Budyshevskoho. – Donetsk: Nord-Pres, 2005. – 689 s.
5. Hevko I.B. Hvyntovi transportno-tekhnologichni mekhanizmy: rozrakhunok i konstruiuvannia / I.B. Hevko. – Ternopil: TDTU, 2008. – 307 s.
6. Paladiichuk Yu.B. Doslidzhennia enerhositylovykh parametriv roboty konveieriv iz kolyvnym osovym rukhom shneka / Yu.B. Paladiichuk, Yu.M. Tarasiuk // Zbirnyk naukovykh prats “Silkohospodarski mashyny”. – Lutsk, 2014. – Vyp.27.