УДК 621.88

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРУ НАВАНТАЖЕННЯ НА ШНЕКИ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

А. В. Грабар¹, Р. В. Шатров²

¹Відокремлений підрозділ національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», Україна.

²Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: grabar_andriy@ukr.net, rvshatrov@outlook.com.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 9, рис. 4, табл. 0.

Анотація. Метою дослідження є встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині та виведення аналітичної залежності визначення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення елементів гвинтового механізму й тертя в опорах. Об'єктом дослідження є технологічний процес транспортування сипких вантажів гвинтовими конвеєрами. Предметом дослідження є закономірності перебігу процесу транспортування та характер навантаження на шнек по всій його довжині.

Встановлено характер навантаження на шнек по його довжині у гвинтовому транспортері. Виведено аналітичну залежність визначення реального значення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення гвинтової транспортно-технологічної системи й тертя в опорах. Визначено і побудовано ряд залежностей величини крутного моменту на шнеку при встановленому русі вантажу від різноманітних параметрів.

Результати: встановлено характер навантаження на шнек по всій його довжині і виведено аналітичну залежність визначення величини крутного моменту на шнеку, що можна широко використовувати при проектуванні гвинтових транспортно-технологічних систем.

Ключові слова: шнек, гвинтові транспортно-технологічні системи, навантаження, величина крутного моменту, частинка.

Постановка проблеми

Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені дослідженню гвинтових транспортерів, рівень їх проектування та виготовлення залишається недостатнім, а наукова база для їх створення не завжди відповідає сучасним вимогам.

Серед зазначених проблем важливе місце посідає дослідження навантажень на шнеки – робочі органи гвинтових транспортно-технологічних систем, які

набули широкого застосування у транспортерах, змішувачах, подрібнювачах, тощо. Підвищені вимоги до конструктивних і технологічних параметрів, якості, надійності та довговічності, розширення функціональних можливостей гвинтових транспортно-технологічних систем потребують глибокого аналізу існуючих конструкцій і технологій їх виготовлення та розроблення на цій основі науково обґрунтованих теоретичних та експериментальних напрацювань, їх успішного впровадження у виробництво.

Аналіз останніх досліджень

Питанням дослідження навантаження на гвинтових робочих органах транспортно-технологічних механізмів присвячені наукові праці [1], [2], [3] та інших [4, 5]. Проте цілий ряд питань, пов'язаних з особливостями визначення навантажень на шнек з метою ефективного проектування його профілю, потребують подальшого вирішення.

Мета досліджень

Метою дослідження є встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині та виведення аналітичної залежності визначення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення елементів гвинтового механізму й тертя в опорах.

Результати досліджень

Для встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині у транспортно-технологічній системі розглянемо рух частинки вантажу в координатах xyz (рис. 1). Після встановлення характеру цього руху і силових факторів визначимо характер навантажень на шнек під час переміщення вантажу.

Рис. 1. Розрахункова схема переміщення частинки вантажу по нахиленому шнеку: 1 – привідний вал; 2 – шнек; 3 – частинка вантажу; 4 – труба

Fig. 1. Estimated scheme of movement of a load particle on an inclined auger: 1 – drive shaft; 2 – auger; 3 – particle of cargo; 4 – pipe

При роботі гвинтового конвеєра, в якому вантаж буде переміщуватися по гвинтовій траєкторії, із умови контакту частинки вантажу A з гвинтовою поверхнею шнека, її розміщення визначається радіальним параметром u і кутовим параметром θ .

Відповідно координати частинки A визначаються в параметричному вигляді такими залежностями:

$$\begin{cases} X_A = u \cos \theta; & Y_A = u \sin \theta; & Z_A = \frac{dV(q-wt)}{2p} \end{cases} \quad (1)$$

де: X_A, Y_A, Z_A – координати частинки, м;

u – радіальний параметр частинки, м;

θ – кутовий параметр частинки;

δV – зміна міжвиткового об'єму;

ω – кутова швидкість обертання шнека, рад/с;

Рівняння руху частинки виводимо на основі рівняння рівноваги всіх сил, що прикладені до неї:

$$\begin{cases} \sum X = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - m \ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum Y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + F_{2y} - m \ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum Z = N_{1z} + N_{2z} + F_{1z} + F_{2z} - m \ddot{z} + G_z = 0; \end{cases} \quad (2)$$

де: N_{1x}, N_{1y}, N_{1z} – проекції нормальної реакції від поверхні шнека відповідно на осі x, y, z , Н;

N_{2x}, N_{2y}, N_{2z} – проекції нормальної реакції від поверхні труби відповідно на осі x, y, z , Н;

F_{1x}, F_{1y}, F_{1z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею шнека відповідно на осі x, y, z , Н;

F_{2x}, F_{2y}, F_{2z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею труби відповідно на осі x, y, z , Н;

m – маса частинки, кг;

G_x, G_y, G_z – проекції сили ваги відповідно на осі x, y, z , Н.

Нормальна реакція N_1 від поверхні шнека та поверхні труби N_2 направлена по вектору нормалі $\vec{n}$ до цих поверхонь. Сили тертя F_1 та F_2 від вказаних реакцій N_1 та N_2 направлені протилежно вектору відносної швидкості частинки.

$$\begin{cases} F_{1x} = -\mu_1 N_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|}; & F_{1y} = -\mu_1 N_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|}; & F_{1z} = -\mu_1 N_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|}; \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} F_{2x} = -\mu_2 N_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|}; & F_{2y} = -\mu_2 N_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|}; & F_{2z} = -\mu_2 N_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}; \end{cases} \quad (4)$$

де: F_1, F_2 – сили тертя, що виникають між частинкою відповідно з поверхнею шнека та поверхнею труби, Н;

μ_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека;

μ_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею труби;

Проекції сили ваги на осі координат знаходимо за формулами

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos \gamma \cos \theta \\ G_y = mg \cdot \cos \gamma \sin \theta \\ G_z = -mg \cdot \sin \gamma \end{cases} \quad (5) \quad \begin{array}{l} \text{Враховуючи рівняння (3) і (4), рівняння (2)} \\ \text{набудуть вигляду} \end{array}$$

$$\begin{cases} \sum X = N_1 \left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\cos \theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{x} + G_x = 0 \\ \sum Y = N_1 \left(\sin \alpha \sin \theta - \mu_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin \theta - \mu_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{y} + G_y = 0 \\ \sum Z = N_1 \left(\cos \alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{z} + G_z = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (6), знаходимо нормальні реакції від поверхонь шнека і труби. Із першого і третього рівнянь отримаємо

$$N_2 = \frac{-(m\ddot{x} - mg \cdot \cos \gamma \cos \theta) \left(\cos \alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - m\ddot{z} - mg \cdot \sin \gamma}{\left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - \left(\cos \theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) \left(\cos \alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - \mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \quad (7)$$

Із першого рівняння отримаємо

$$N_1 = \frac{-N_2 \left(\cos \theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + m\ddot{x} + mg \cdot \cos \gamma \cos \theta}{\left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right)} \quad (8)$$

Якщо розглядати рух потоку вантажу, то на нього діють ті ж сили, що і на матеріальну частинку. Виділимо елементарну масу потоку вантажу dm , яку визначаємо із формули

$$dm = \rho B h r_i d\theta. \quad (9)$$

Радіус інерції потоку визначаємо за формулою [1]

$$r_i = \frac{D}{4} (1 + \sqrt{1 - \varphi}) \quad (10)$$

Елементарну осьову силу на шнеку визначаємо із формули

$$dP_z = dN_{1z} + dF_{2z} \quad (11)$$

Аналогічно визначаємо крутний момент на шнеку

$$dM_z = (dF_1 + dF_2) \cdot r_i \quad (12)$$

Тоді осьову силу на шнеку і крутний момент визначаємо за формулами

$$P_z = \int_0^\theta N_{1z} d\theta + \int_0^\theta F_{2z} d\theta; \quad (13)$$

$$M_z = \int_0^\theta (dF_1 + dF_2) \cdot r_i d\theta. \quad (14)$$

Розв'язок інтегралів (13) і (14) із урахуванням формул (6-10) доцільно провести чисельним методом.

Кут θ визначаємо за формулою:

$$\theta = 2\pi n. \quad (15)$$

Побудуємо залежності навантаження на шнек при встановленому русі вантажу, коли

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0, \quad \frac{d\theta}{dt} = \omega_1 = \text{const} \quad (\text{рис. 2-4}).$$

Графіки на рис. 2 показують, що зростання кутового параметра θ та кількості витків шнека призводять до зростання величини крутного моменту M_z на шнеку. При цьому зі збільшенням коефіцієнта завантаження, висоти шару вантажу та коефіцієнта тертя між шнеком і вантажем зростає величина крутного моменту на шнеку.

Рис. 2. Залежності величини крутного моменту на шнеку від кутового параметра θ : 1 – $h = 0,02$ м; 2 – $h = 0,025$ м; 3 – $h = 0,03$ м

Fig. 2. Dependences of the magnitude of the torque on the screw on the angular parameter θ : 1 – $h = 0,02$ m; 2 – $h = 0,025$ m; 3 – $h = 0,03$ m

Рис. 3. Залежності осьового навантаження на шнек від кутового параметра θ : 1 – $h = 0,02$ м; 2 – $h = 0,025$ м; 3 – $h = 0,03$ м

Fig. 3. Dependences of the axial load on the auger on the angular parameter θ :

1 – $h = 0,02$ м; 2 – $h = 0,025$ м; 3 – $h = 0,03$ м

Із графіків, зображених на рис. 3, робимо висновок, що чим більше витків у шнеку, а відповідно чим більший кутовий параметр θ , тим більше осьове

навантаження створюється на шнек. Зі збільшенням коефіцієнта завантаження шнека, відстані між витками та висоти шару вантажу осьове зусилля зростає.

Рис. 4. Залежності величини крутного моменту на шнеку від величини кроку шнека B : 1 – $D = 0,07$ м; 2 – $D = 0,09$ м; 3 – $D = 0,140$ м

Fig. 4. Dependences of the magnitude of the torque on the auger from the magnitude of the pitch of the screw B : 1 – $D = 0,07$ m; 2 – $D = 0,09$ m; 3 – $D = 0,140$ m

Із графіків, побудованих на рис. 4, бачимо, що зі збільшенням величини кроку шнека та діаметра труби шнека, зростає величина крутного моменту на приводі.

Реальне значення величини крутного моменту є більшим унаслідок особливостей вантажу, що переміщується, неточності виготовлення гвинтової транспортно-технологічної системи, тертя в опорах і визначаємо за формулою

$$M_{zo} = k_n \cdot k_n \cdot k_T \cdot k_e \cdot M_z \quad (32)$$

де: k_n – коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, дроблення, защемлення й залипання вантажу;

k_n – коефіцієнт, що враховує неточність виготовлення шнека;

k_T – коефіцієнт, що враховує тертя в опорах шнека;

k_e – коефіцієнт, що враховує зміну міжвиткового об'єму.

Висновки

1. Встановлено характер навантаження на шнек по всій його довжині і виведено аналітичну залежність визначення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення елементів гвинтового механізму й тертя в опорах, що можна широко використовувати при проектуванні гвинтових транспортно-технологічних систем.

Список літератури

1. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры. Москва. Машиностроение, 1972. 184 с.
2. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ; Х. Герман. [перев. с нем.]. Ленинград. Химия, 1975. 230 с.

3. Гевко Б. М., Рогатинський Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов: Выща школа, Изд-во при Львов. ун-те, 1989. 256 с.

4. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. доктора техн. наук: 05.20.01, 05.05.05. Рогатинський Роман Михайлович. Київ. 1997. 502 с.

5. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання. Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. 307 с.

6. Пулипака С. Ф., Клендій М. Б., Кресан Т. А. Рух частинки по гвинтовому коноїду, обмеженому вертикальним шорстким циліндром. Вісник Херсонського національного технічного університету. Херсон, 2018. № 4 (67). С. 20–30.

7. Serhii Pylypaka, Mykola Klendii, Tetyana Kremets, Oleksandra Klendii. Particle Motion over the Surface of a Cylinder, which Performs Translational Oscillations in a Vertical Plane, ENGINEERING JOURNAL Volume 22 Issue 3, pg. 83-92, Phayathai Road, Pathumwan, Bangkok 10330, Thailand, 2018;

8. Serhii Pylypaka, Mykola Klendii, Oleksandra Klendii - Particle motion on the surface of a concave soil-tilling disk, ACTA POLYTECHNICA, Journal of Advanced Engineering, is a peer-reviewed Open Access scientific journal published by the Czech Technical University (CTU) in Prague, Volume 28 Issue 3, pg. 63-73, 2018;

9. Sergiy Pylypaka, Mikola Klendiy and Tatiana Zaharova – Movement of the particle on the external surface of the cylinder, which makes the progressive flows in horizontal planes, international conference on design, simulation, manufacturing: the innovation exchange (dsmie-2018), June 12–15, 2018. Sumy, Ukraine, pg. 1–10.

References

1. Grigoryev A. M. (1972). Screw conveyors. Moscow. Mechanical Engineering, 1972. 184.
2. Herman H. (1975). Screw mechanisms in the technology of Germany; H. Herman. [translated with him.]. L.: Chemistry, 230.
3. Gevko B. M. (1989). Screw feeders of agricultural machines. B.M. Gevko, R.M. Rohatynsky. Lviv: Higher School, Lviv Publishing House. Univ. 256.
4. Rogatinsky R. M. (1997). Mechanical-technological bases of interaction of screw working bodies with raw materials of agricultural production: dis. Doctor of Engineering Sciences: 05.20.01, 05.05.05. Rogatinsky Roman Mikhailovich. Kyiv. 502.
5. Gevko I. B. (2008). Screw transport-technological mechanisms: calculation and design. Ternopil: Ivan Pulyuy TSTU. 307.
6. Pilipaka S. F. (2018). Particle motion on a helical conoid bounded by a vertical rough cylinder. S.F. Pilipaka, M.B. Clandius, TA Kresan. Bulletin of the Kherson National Technical University. Kherson, No. 4 (67). 20–30.
7. Serhii Pylypaka, Mykola Klendii, Tetyana Kremets, Oleksandra Klendii (2018). Particle Motion over the Surface of a Cylinder, which Performs Translational Oscillations in a Vertical Plane, ENGINEERING JOURNAL Volume 22 Issue 3, 83-92, Phayathai Road, Pathumwan, Bangkok 10330, Thailand.
8. Serhii Pylypaka, Mykola Klendii, Oleksandra Klendii (2018). Particle motion on the surface of a concave soil-tilling disk, ACTA POLYTECHNICA, Journal of Advanced Engineering, is a peer-reviewed Open Access scientific journal published by the Czech Technical University (CTU) in Prague, Volume 28 Issue 3, 63–73.
9. Sergiy Pylypaka, Mikola Klendiy and Tatiana Zaharova (2018). Movement of the particle on the external surface of the cylinder, which makes the progressive flows in horizontal planes, international conference on design, simulation, manufacturing: the innovation exchange (dsmie-2018), June 12–15. Sumy, Ukraine, 1–10

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЗКИ НА ШНЕК ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

А. В. Грабар, Р. В. Шатров

Аннотация. Целью исследования является установление характера нагрузки на шнек по всей его длине и вывода аналитической зависимости определения величины крутящего момента на шнек с учетом особенностей груза, неточности изготовления элементов винтового механизма и трения в опорах. Объектом исследования является технологический процесс транспортировки сыпучих грузов винтовыми конвейерами. Предметом исследования являются закономерности протекания процесса транспортировки и характер нагрузки на шнек по всей его длине.

Установлено характер нагрузки на шнек по его длине в винтовом транспортере. Выведена аналитическая зависимость определения реального значения величины крутящего момента на шнек с учетом особенностей груза, неточности изготовления

винтовой транспортно-технологической системы и трения в опорах. Определены и построены ряд зависимостей величины крутящего момента на шнек при установленном движении груза от различных параметров.

Результаты: установлен характер нагрузки на шнек по всей его длине и выведено аналитическую зависимость определения величины крутящего момента на шнека, что можно широко использовать при проектировании винтовых транспортно-технологических систем.

Ключевые слова: шнек, винтовые транспортно-технологические системы, нагрузки, величина крутящего момента, частица.

DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF SCREW LOADING WHEN TRANSPORTING BULK MATERIALS

A. V. Grabar, R. V. Shatrov

Abstract. The purpose of the study is to determine the nature of the load on the auger along its entire length and to derive an analytical dependence of determining the amount of torque on the auger taking into account the features of the load, inaccuracy of the manufacture of elements of the screw mechanism and friction in the supports. The object of the study is the technological process of transportation of bulk cargo by screw conveyors. The subject of the study is the regularity of the course of the transportation process and the nature of loading on the auger along its entire length.

The nature of the load on the auger along its length in the screw conveyor is established. The analytical dependence of determination of the real value of the torque value on the auger is deduced, taking into account the features of the load, the inaccuracy of the manufacture of the screw transport-technological system and friction in the supports. A number of dependencies of the magnitude of the torque on the auger with the set load movement on various parameters are determined and constructed.

Results: the nature of the load on the auger along its entire length is established and the analytical dependence of the determination of the torque value on the auger is deduced, which can be widely used in the design of screw transport and technological systems.

Key words: screw, screw transport technology systems, load, torque value, particle.

А. В. Грабар ORCID 0000-0001-8208-6212
Р. В. Шатров ORCID: 0000-0002-3596-0146