

**Гідродинамічні аспекти енергозаощадження при роботі шнекових пристроїв**

**С.І. Пастушенко,**  
доктор технічних наук

*Херсонський державний аграрний університет*

**З погляду на гідродинаміку наведено теорію процесів, що відбуваються у шнеку, і виконано аналіз основних параметрів, які безпосередньо впливають на оптимізацію та ефективність роботи шнека.**

**Постановка проблеми.** Шнекові пристрої широко використовуються в сільськогосподарських технологічних процесах для переміщення і подачі потоків різного призначення. При цьому їхній агрегатний стан може бути різним. З гідродинамічної точки зору потік, що переміщується шнеком, є закрученим та належить до групи просторових течій у полі відцентрових масових сил. Основна особливість закрученого потоку полягає в тому, що на нього накладаються осьова і тангенціальна складові швидкості, та крім того, мають місце радіальний і осьовий градієнти тиску. Наявність радіального градієнта статичного тиску, а також значних градієнтів осьової та обертальної швидкості сприяє виникненню інтенсивних турбулентних пульсацій.

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** У безпосередній близькості від поверхні виникають вихори Тейлора-Гертлера, осі яких збігаються з вектором сумарної швидкості, що ініціює підсилення процесів теплообміну.

В'язкі слабо закручені потоки описуються двовірними рівняннями параболічного типу (типу прикордонного шару). У циліндричних координатах вони представлені таким чином [1]:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r u_r) = 0 ; \quad (1)$$

$$\rho \left( u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \tau_{rz}}{\partial r} ; \quad (2)$$

$$\rho \left( u_z \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} + \frac{u_r u_\varphi}{r} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial r^2 \tau_{r\varphi}}{\partial r} ; \quad (3)$$

$$\frac{\rho u_\varphi^2}{r} = \frac{\partial p}{\partial r} ; \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial r}(\rho u_r h^*) + (\rho u_z h^*) = \frac{\partial}{\partial r}(r q_r) + \sum_{i=1}^n H_i W_i , \quad (5)$$

де  $z, r, \varphi$  – циліндричні координати;  $u_r, u_z, u_\varphi$  – компоненти швидкості;  $\rho$  – щільність;  $p$  – тиск;  $q_r$  – питома теплота;  $H_i$  – питома теплота утворення

(зникнення) компонента;  $h^*$  – ентальпія гальмування (повна теплота);  $W$  – необурене значення швидкості  $u_z$ ;  $\tau_{rz}$ ,  $\tau_{r\varphi}$  – дотичне напруження.

Для процесів, що не супроводжуються помітним теплообміном, рівняння (5) відсутнє.

У сильно закручених течіях утворюються тороїдальні рециркуляційні зони. Рівняння, що описують ці процеси, належать до еліптичного типу [2–4]:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho r u_z) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho r u_r) = 0 ; \quad (6)$$

$$\rho \left[ u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right] = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \tau_{rz}) + \frac{\partial}{\partial z}(r \tau_{rz}) ; \quad (7)$$

$$\rho \left[ u_z \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} + \frac{u_r u_\varphi}{r} \right] = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r}(r^2 \tau_{r\varphi}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{r\varphi}) ; \quad (8)$$

$$\rho \left[ u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_\varphi^2}{r} \right] = -\frac{\partial \rho}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial r}(r \tau_{rr}) + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{rz} - \frac{\tau_{\varphi\varphi}}{r} ; \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial r}[\rho u_r r h^*] + \frac{\partial}{\partial z}[\rho u_z r h^*] = \frac{\partial}{\partial r}[r q_r] + \frac{\partial}{\partial z}[r q_z] + \sum_{i=1}^n H_i W_i ; \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial r}[\rho u_r r C_i] + \frac{\partial}{\partial z}[\rho u_z r C_i] = \frac{\partial}{\partial r}[r m_{ri}] + \frac{\partial}{\partial z}[r m_{zi}] + W_i , \quad (11)$$

де  $\tau_{rr}$ ,  $\tau_{zz}$ ,  $\tau_{\varphi\varphi}$  – дотичні напруження.

Напруження, що входять у рівняння (1)–(11), визначаються за формулами [2]:

$$\begin{aligned} \tau_{rz} &= \mu \left( \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) - \overline{\rho u'_z u'_r} ; \\ \tau_{r\varphi} &= \mu \left( \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{\partial u_r}{r} \right) - \overline{\rho u'_r u'_\varphi} ; \\ \tau_{\varphi z} &= \mu \frac{\partial u_r}{\partial z} - \overline{\rho u'_\varphi u'_z} ; \\ \tau_{rr} &= 2\mu \frac{\partial u_r}{\partial r} - \overline{\rho u_r'^2} ; \\ \tau_{\varphi\varphi} &= 2\mu \frac{\partial u_r}{\partial r} - \overline{\rho u_\varphi'^2} ; \\ \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial u_r}{\partial z} - \overline{\rho u_z'^2} . \end{aligned} \quad (12)$$

Складові щільності теплового потоку розраховують за співвідношеннями:

$$\begin{aligned} q_r &= \lambda \frac{\partial T}{\partial r} - c_\rho \overline{u'_r (\rho T')} ; \\ q_z &= \lambda \frac{\partial T}{\partial r} - c_\rho \overline{u'_z (\rho T')} . \end{aligned} \quad (13)$$

Складові масового потоку дорівнюють:

$$m_{zi} = D \frac{\partial C_i}{\partial r} - \partial \overline{u'_z C'_i} . \quad (14)$$

Якщо потік ламінарний, то усі пульсаційні складові в рівняннях (12)–(14) дорівнюють нулю.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Позначимо через  $d_{uu}$  зовнішній діаметр шнека. Геометричний кут закручення запишемо у такий спосіб:

$$\operatorname{tg} \varphi_u = \pi \frac{d_u}{kS} , \quad (15)$$

де  $S$  – крок шнека;  $k$  – число витків.

Для визначення характеристик шнека необхідно знати еквівалентний діаметр каналу (рисунок).

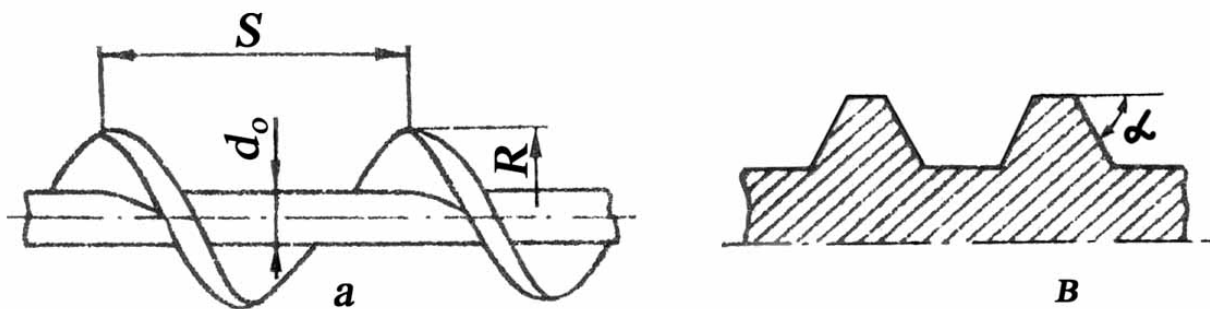


Рис.1. Схема шнека

Для шнека з *прямокутною* канавкою діаметр обчислюється за формулою

$$d_s = \frac{2(S \sin \varphi_{cp} - \delta)(d_u - d_o)}{2(S \sin \varphi_{cp} - \delta) + (d_u - d_o)} , \quad (16)$$

з *трапецієподібною* канавкою –

$$d_s = \frac{2[2(S \sin \varphi_{cp} - \delta)(d_u - d_o) \operatorname{ctg} \alpha \sin \varphi_{cp}](d_u - d_o)}{2(S \sin \varphi_{cp} - \delta) + \frac{(d_u - d_o)(1 - \cos \alpha)}{\sin \alpha}} , \quad (17)$$

з *напівкруглою* канавкою –

$$d_3 = \frac{\pi(S \sin \varphi_{cp} - \delta)}{2 + \pi} = \frac{\pi(d_{in} - d_o)}{2 + \pi}, \quad (18)$$

де  $\varphi_{cp}$  – геометричний кут закручення на середньому діаметрі;  $d_o$  – діаметр центрального тіла шнека;  $\alpha$  – кут, що характеризує форму канавки;  $\delta$  – товщина ребра шнека при вершині в площині поперечного перерізу гвинтової канавки.

Для каналу, утвореного стінкою труби й округленою стрічкою товщини  $\delta$ , еквівалентний діаметр дорівнюватиме

де  $d$  – діаметр труби.

Важливою характеристикою шнека є інтенсивність закручення. Для цього використовують параметр  $\Phi^2_{ex}$ . Для шнека з прямокутною канавкою і постійним по довжині кроком запропонована формула [5]

де

Як показують експериментальні дослідження, дійсні значення інтенсивності закручення потоку в шнеку відрізняються від розрахункових. Для шнека з прямокутною канавкою теоретичні і дійсні значення інтенсивності закручення зв'язані співвідношенням [5]

$$\Phi_{ex} = 1,28 \Phi_{ex}^2 0,76. \quad (21)$$

Це рівняння автомодельно по відношенню до числа Рейнольдса і справедливо в діапазонах зміни параметрів:

$$\varphi_{cp} = 30-60-60^k, \quad k = 2-4;$$

$$\Phi^2_{ex} = 0,46-1,47.$$

Втрати тиску в шнеку мають місце при вході потоку в шнек і виході з нього, а також усередині самого шнека.

Унаслідок зміни напрямку руху потоку мають місце вхідні гідравлічні втрати. Для шнеків ця втрата може бути істотно зменшена проектуванням завіхрювача перемінного кроку з нульовим кутом закручення на вході [6].

Перемішуванням дискретних струменів, що впливають з каналу шнека, викликані вихідні втрати.

Втрати тиску всередині шнека обумовлені нерівномірністю поля швидкості всередині шнека з-за виникнення вторинних течій, а також через тривимірний характер течії в каналах шнека.

Унаслідок тривимірного характеру течії виникають відривні області через високий рівень турбулентності потоку. Тому розрахунок втрат тиску являє собою складну задачу, і для визначення гідравлічного опору шнека звертаються до експерименту. При цьому, як правило, враховують суму всіх втрат у вигляді коефіцієнта гідравлічного опору.

За даними експериментальних досліджень гідравлічний опір шнеків із прямокутною канавкою в разі течії повітря в умовах повного і часткового закручення визначають

де  $\lambda_{zo} = 0,3164 / Re^{0,25}$  – коефіцієнт гідравлічного опору для осьової течії через канал діаметром  $d_3$  [7]. Еквівалентний діаметр обчислюють за формулою (16).

У формулі (22)  $r_o = r_o / R$ , де  $r_o$  – діаметр осі завихрювача шнека;  $R$  – радіус каналу.

Для однозахідних шнеків в умовах повного і часткового закручення при перебігу води, з урахуванням зміни конструктивних показників і режимів течії у великих межах, отримана розрахункова формула [8]

де  $C = 4,9$  – для шнекових завихрювачів, навитих дротом;  $C = 5,5$  – для нарізних шнеків;  $d_{cp}$  – середній діаметр шнекового каналу;  $Re_3$  – число Рейнольдса, яке визначається по  $d_3$ ;  $\theta = \Phi_{ax} / \Phi_{ax}^2$  – співвідношення параметрів закручення шнека в умовах часткового і повного закручення,

Розрахунку тепловіддачі закрученого потоку в трубі присвячений ряд робіт [8–11]. Однак у сільськогосподарських установках рідко застосовуються шнекові завихрювачі з вираженим ефектом теплообміну, і тому ми не будемо аналізувати випадок тепловіддачі.

Умова оптимізації геометричних параметрів робочих органів шнекових пристроїв, що забезпечують максимальну продуктивність установки при відомих її розмірах і швидкості обертання шнекового вала під час транспортуванні різних матеріалів, визначається залежністю

$$Q_{ш} = f(\varphi_{cp}, a, b, d) = \max, \quad (25)$$

де  $Q_{ш}$  – продуктивність шнекової установки;  $\varphi_{cp}$  – кут нарізки гвинтової лінії шнека;  $a$  – відстань між напрямними;  $b$  – висота напрямних;  $d$  – ширина напрямних.

Продуктивність шнека обчислюють за формулою, м<sup>3</sup>/хв [12]

де  $D_{ш}$  – діаметр шнека, м;  $d$  – діаметр вала шнека, м;  $n$  – частота обертання шнека, об./хв;  $K_\varphi$  – коефіцієнт подачі шнека.

Коефіцієнт подачі шнека  $K_\varphi$  чисельно дорівнює косинусу кута між віссю шнека і напрямком руху маси, що транспортується.

З наведеної формули (26) випливає, що продуктивність шнека залежить від кута підйому гвинтової лінії шнека  $\alpha$  і коефіцієнта подачі  $K_\varphi$ .

Оптимальне значення кута нарізки шнека  $\alpha$  залежить від багатьох факторів: властивостей транспортуючого матеріалу, призначення шнека і т.ін. Зі зменшенням кута нарізки шнека  $\varphi_{cp}$  зменшується обсяг матеріалу, який подається за один оберт. Одночасно зменшується площа контакту матеріалу з внутрішньою поверхнею корпусу і збільшується коефіцієнт подачі  $K_\varphi$ . Це пояснюється тим, що окружна складова менше впливає на напрямок абсолютної швидкості руху матеріалу. Зі збільшенням кута нарізки  $\varphi_{cp}$  продуктивність шнека збільшується. При цьому збільшується окружна складова

напрямку руху матеріалу, а отже, зменшується коефіцієнт подачі, і це може призвести до зниження продуктивності.

Коефіцієнт подачі шнека  $K_\phi$  залежить від відношення коефіцієнта тертя матеріалу об циліндр уздовж осі шнека  $f_x$  до коефіцієнта тертя в напрямку обертання шнека  $f_y$ , тобто від відношення  $f_x / f_y$ .

### **Висновки**

*Для підвищення ефективності шнека, а саме для підвищення продуктивності і зниження питомих витрат, необхідно забезпечити такі конструктивні геометричні параметри, за яких коефіцієнт тертя матеріалу об циліндр у напрямку осі шнека був би менше, ніж коефіцієнт тертя матеріалу об циліндр у напрямку обертання шнека. При цьому необхідно створити умови анізотропного тертя, враховуючи властивостей транспортуючого матеріалу.*

*Вирішити теоретичним шляхом задачу оптимізації геометричних параметрів шнека з урахуванням взаємозалежних факторів, що впливають на ефективність роботи пристрою, найчастіше не вдається. Тому, теоретичні дослідження повинні бути доповнені експериментальними.*

### **Бібліографія**

1. Лилли Д.Т. Расчет инертных закрученных турбулентных потоков / Д.Т. Лилли // Ракетная техника и космонавтика. – 1973. – № 7. – С. 75–82.

2. Щукин В.К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в асимметричных каналах / В.К. Щукин, А.А. Халатов. – М. : Машиностроение, 1982. – 200 с.

3. Кубе И. Численный расчет закрученного турбулентного течения / И. Кубе, Ф. Гоулдин // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1976. – № 3. – С. 127–133.

4. Новомлинский В.В. Математическое моделирование неизотермических турбулентных одно- и двухфазных закрученных потоков / В.В. Новомлинский // Инж. физ. журнал. – 1991. – № 2. – С. 191–197.

5. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков / А.А. Халатов. –К. : Наук. думка, 1989. – 192 с.

6. Филиштинский П.В. Оптимизация осевых завихрителей потока жидкости (газа) с целью снижения гидравлических потерь: автореф. дис. на соиск. ученой степени канд. техн. наук / П.В. Филиштинский. – Л., 1983. – 21 с.

7. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М. : Наука, 1974. – 712 с.

8. Ковальногов А.Ф. Экспериментальное исследование теплопередачи в трубах при местной закрутке потока шнековыми завихрителями / А.Ф. К о в а л ь н о г о в , В.К. Щукин // Теплоэнергетика. – 1968. – № 6. – с. 81–84.

9. Щукин В.К. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубах при местной закрутке потока / В.К. Щукин, А.Ф. Ковальногов // Тепло- и массоперенос. – Минск, 1968. – Т. 1. – С. 542–548.

10. *Нарежный Э.Г.* Локальная теплоотдача при движении воздуха в трубах с завихрителем, установленным на входе / Э.Г. Нарежный, А.В. Сударев // Изв. вузов. Энергетика. – 1970. – № 8. – С. 74–78.

11. *Khalatov A.A.* Heat transfer in high temperature heat exchangers channels with inlet flow swirling. High Temperature Equipment / A.A. Khalatov // Hemisphere Publishing Corporation. – Washington; New-York; London, 1985. – P. 196–210.

12. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций / [Силенок С.Г. и др.]. – М. : Стройиздат, 1990. – 285 с.