

## ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПРИВІДНИХ ЛАНОК ТРУБЧАТОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА

**Р.В. Комар<sup>1</sup> к.т.н; О.Л. Ляшук<sup>1</sup>, к.т.н; О.В Олексин<sup>1</sup>, В.І. Диня<sup>2</sup>,**

*(<sup>1</sup>Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)*

*(<sup>2</sup>Бережанський агротехнічний інститут національного університету  
біоресурсів і природокористування України)*

*Приведено особливості конструкції ланцюгового трубчатого конвеєра і методика розрахунку привідних ланок. Виведені аналітичні залежності для визначення силових, конструктивних і кінематичних параметрів приводних ланок і навантажувальної здатності конвеєра в цілому.*

**Постановка проблеми** Одним з перспективних напрямків підвищення надійності в агропромисловому комплексі (АПК) є розширення технологічних можливостей транспортуючих пристроїв, які мають широке застосування у технологічних процесах механізованого завантаження сипких матеріалів, мінеральних добрив, насінного матеріалу та зібраних зернових культур є виготовлення робочих органів таких пристроїв у вигляді окремих секцій з шарнірно-ланцюговими ланками.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Найбільшого поширення ланцюгові передачі набули в сільськогосподарському, транспортному і хімічному машинобудуванні, в верстатобудуванні, гірничорудному устаткуванні і підйомно-транспортуючих пристроях.

Питаннями теорії та практики визначення конструктивних та енергосилових параметрів транспортерів з секційними робочими органами

займалося багато науковців Павлище В.Т.[1], Иванов М.Н.[2], Іванченко Ф.К.[3], Гевко Б.М.[4] та інші. Проте методика розрахунку кожної із конструкцій має свої характерні особливості.

**Мета роботи.** Метою роботи є розробка методики розрахунку секційних привідних ланок ланцюгових конвеєрів транспортно-технологічних систем в АПК.

Робота виконувалась в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2010-2015 роки.

**Реалізація роботи.** Розроблено конструкцію гнучкого ланцюгового конвеєра тяговим органом якого є ланцюг, який зображено на рис 1[5]. Гнучкий ланцюговий конвеєр виконано у вигляді U-подібної труби 1 круглого поперечного січення, яка встановлена вертикально і в яку встановлено ланцюговий дисковий робочий орган у вигляді гнучкого ланцюга 2, до якого рівномірно по довжині з заданим кроком встановлено круглі диски 3. Ланцюг 2 виконано у вигляді приводних роликів 4 на менших діаметрах 5, в яких з двох сторін жорстко встановлені з'єднувальні пластини 6 з можливістю кругового повертання, і які з двох сторін завальцовані у вигляді сферичних виступів 7. У вільний простір 8 між з'єднувальними пластинами 6 періодично входять в зуби 9 спеціальної привідної зірочки 10, яка встановлена на привідному валу 11 редуктора (на кресленні не показана) і розміщена в площині руху падаючого робочого органу. Спеціальна привідна зірочка 10 виконана у вигляді зубів 9, які рівномірно виконані по колу, по середині виступів яких виконані виїмки з виступами 12 для її зачеплення з привідними роликами 4.

До круглих дисків 3 з неробочої сторони рівномірно по колу встановлено три опорних еластичних ролики 13 з можливістю кругового повертання в опорних цапфах 14, зовнішній профіль яких виконано у вигляді радіуса рівного внутрішньому радіусу U-подібної труби 1 з якою вони є у взаємодії. При цьому зовнішній діаметр розміщення опорних еластичних роликів 13 є більшим зовнішнього діаметра круглих дисків 3. З протилежної сторони дисків 3 від

опорних роликів 13 виконані циліндричні виступи 15 з допомогою яких диски 3 кріпляться до ланцюга 2 відомими способами.

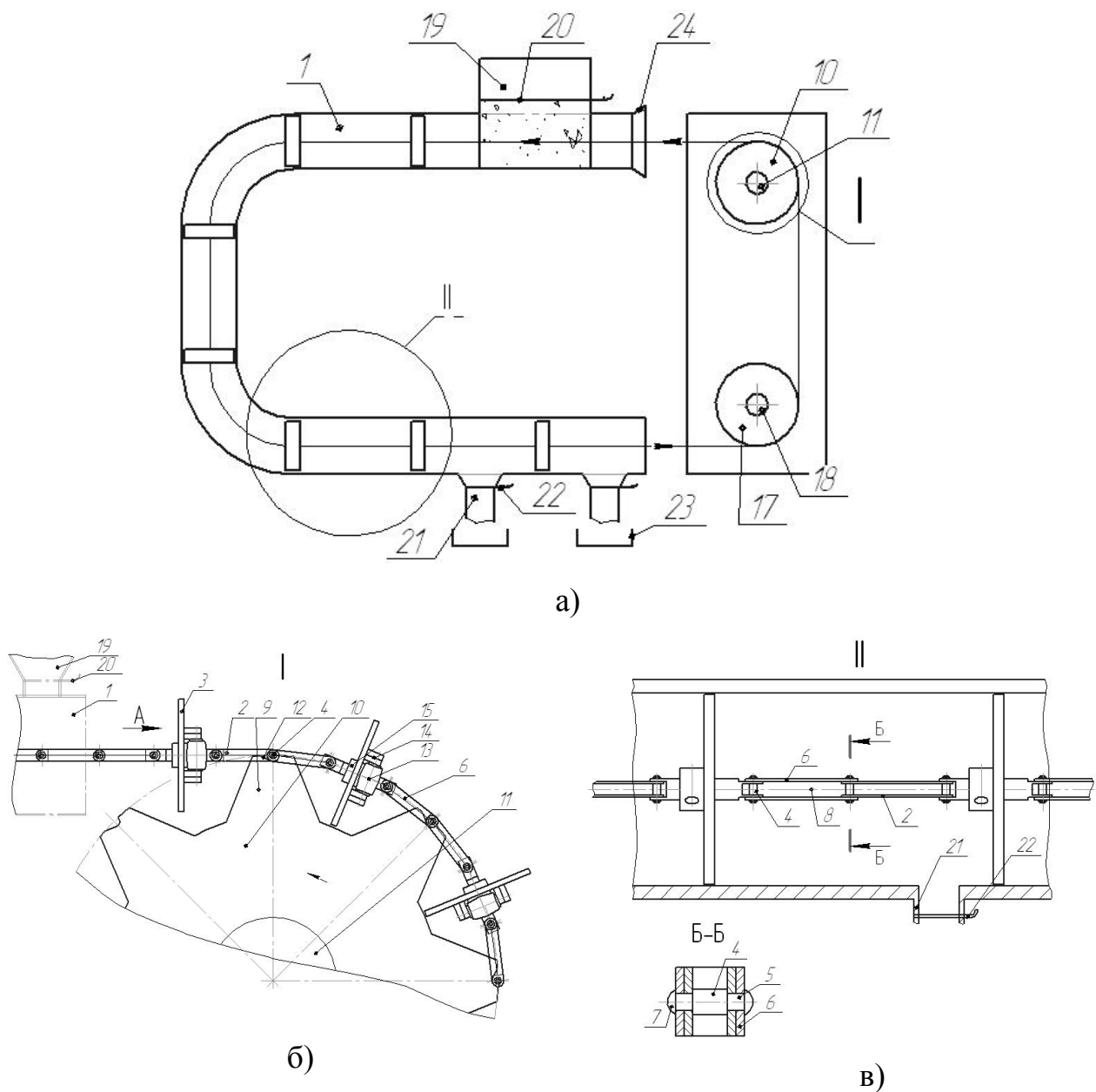


Рис. 1. Гнучкий ланцюговий конвеєр для транспортування сипких матеріалів [5]

Опорні еластичні ролики 13 з опорними цапфами 14 двох кінців встановлені в підставки 16 з можливістю кругового повертання і вони жорстко закріплені до диска 3.

На виході U-подібної труби 1 аналогічно до спеціальної привідної зірочки 10 жорстко встановлена паразитна зірочка 17 аналогічної конструкції з приводною зірочкою 10 на валу 18 паралельному до приводного вала 11 з можливістю кругового провертання. Зверху труби 1 на вході встановлено бункер 19 з регулювальним шибером 20 і сипким матеріалом, який необхідно транспортувати.

Знизу труби рівно по її довжині встановлені вивантажувальні патрубки 21 з шиберами 22 для подачі сипкого матеріалу в певних дозах згідно технічних вимог в ємності 23 або в іншу тару. На вході U-подібної труби 1 встановлено конусний патрубок 24 для зручності заходу круглих дисків 3 в неї.

Крім цього за зоною U-подібної труби 1 під гнучким ланцюгом 2 з циліндричними дисками 3 встановлена ємність для збору залишків транспортних матеріалів ( на кресленні не показано). U – подібна труба 1 жорстко кріпиться до рами (на кресленні не показано).

Робота гнучкого ланцюгового конвеєра здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал засипається в бункер 19, включається привід і гнучкий ланцюг круглими дисками 3 переміщається згідно стрілки. Відкриваються шибери 20 і 22 і сипкий матеріал поступає в U-подібну трубу 1 і переміщається круглими дисками 3 до вивантажувальних патрубків 21 і вивантажують сипкий матеріал в ємності 23 або в іншу тару. Після подачі всього сипкого матеріалу 20 шибери 19 закриваються і виключається привід.

Розрахункова швидкість ланцюгових приводів встановлено до 1 м/с, але можуть збільшити довжину транспортування при великій продуктивності, оскільки мають більшу міцність. Основними перевагами гнучких ланцюгових: можливість переміщення гарячих, миловидних, шматкових вантажів за великих кутів нахилу траси і навіть у вертикальному напрямі; робота у більш важких умовах.

Сучасні ланцюгові передачі застосовують в діапазоні потужностей до декількох тисяч кВт. Проте найбільше поширення мають передачі до 100 кВт, оскільки при великих потужностях прогресивно зростає вартість ланцюгової

передачі в порівнянні із зубчастою. Відповідно потужність розробленої конструкції транспортера можна розрахувати за аналогією із ланцюговою передачею [2]

$$N = F_t v / 102, \text{ кВт}; \quad (1)$$

Колову швидкість ланцюга можна розрахувати за формулою [1]

$$v = t w z_1 / 2\pi, \text{ м/с}; \quad (2)$$

Для більшості режимів роботи ланцюгових передач резонансні коливання не спостерігаються, оскільки частота збурюючих імпульсів більше частоти власних коливань. Крім того, амплітуди коливань значно зменшуються внаслідок демпфуючих властивостей ланцюга.

Для наближеної оцінки критичної частоти обертання можна використовувати формулу [2]

$$w_{\text{крит}} = \frac{30}{z_1 a} \sqrt{S_1 / q}, \text{ об/хв.}; \quad (3)$$

Оскільки колова швидкість прямо пропорційна потужності конвеєра, то доцільно припустити, що для більшої потужності необхідні максимальні значення колової швидкості. Проте під час проектування необхідно врахувати ударні навантаження при контакті шарніру ланцюга і впадини привідного колеса конвеєра – тобто необхідно обмежувати значення колової швидкості до рекомендованих експериментальних даних. Ефект удару можна визначити з рахунок втрат кінетичної енергії [2]

$$G = \frac{q n^2 t^3}{2,2 \cdot 10^{11}} \cdot \sin^2 \left( \frac{360^\circ}{z_1} + \gamma \right) \leq [G], \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4)$$

Для забезпечення функціональної здатності розробленого конвеєра необхідно дотримуватися певного співвідношення кількості шарнірних ланок аналогів ланкам ланцюгового приводу. Відповідно кількість ланок конвеєра можна розрахувати за формулою

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}, \quad (5)$$

Розрахункову кількість ланок рекомендовано заокруглювати до цілого парного числа і за ним корегують міжосьову відстань [1]

$$a = \frac{t}{a} \left[ L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (6)$$

Шарнірні ланки ланцюгового конвеєра конструюють приблизно рівномісними по напруженнях в усіх деталях. Це досягається відповідним співвідношенням розмірів деталей, їх матеріалів і термообробки. Відповідно для більшості умов роботи основною причиною втрати працездатності є знос шарнірів ланцюга. Тому як основний розрахунок прийнято розраховувати по зносостійкості шарнірів, а за основний розрахунковий критерій приймати питомий тиск в шарнірі:

$$p = F_t / (dB) \leq [p], \quad (7)$$

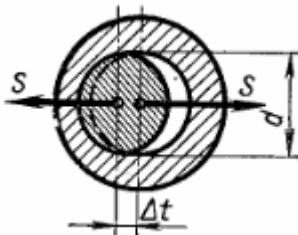


Рис. 2. Схема зношення шарнірів ланцюгового конвеєра

За один пробіг ланцюга в кожному шарнірі здійснюється чотири повороти, два на ведучій і два на веденій зірочках, а ці повороти викликають знос втулок і валиків шарнірів (рис.2). Термін служби ланцюга по зносу залежить від величини міжосьової відстані, числа зубів ведучої зірочки, величини навантаження або тиску в шарнірах, наявності змащування і т.п. факторів.

Допустима величина відносного зносу ( $\Delta t/t$ ) обмежується можливістю втрати зачеплення ланцюга із зірочкою, а також зменшенням міцності ланцюга. Крок  $t$  нового ланцюга дорівнює кроку зірочки по ділильному колу  $D_0$ . При цьому ланцюг розташовується на зірочці так, як зображено на рис.3а. Крок зношеного ланцюга вимірюється як відстань між центрами роликів

$$t' = t + \Delta t. \quad (8)$$

Зношений ланцюг із збільшеним кроком розміщується на новому діаметрі зірочки  $D'_0$  (рис.3б). Відповідно

$$D'_0 = \frac{t'}{\sin \pi/z} \approx D_0 + \frac{\Delta t z}{\pi}. \quad (9)$$

Згідно рисунку 3б видно, що зачеплення можливе лише за умови

$$D'_0 \leq D_H + d_p \sin \gamma = const. \quad (10)$$

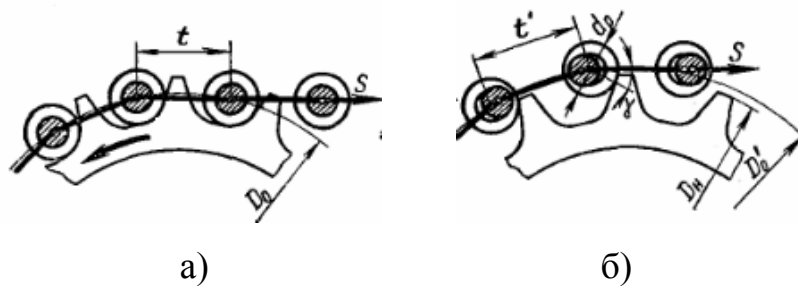


Рис. 3. Зміна конструктивних параметрів ланцюгового шарніра конвеєра внаслідок зношення

На спрацювання шарнірних ланок ланцюгового конвеєра суттєвий вплив має допустимий тиск в шарнірах. Гранично допустимі значення тиску, в залежності від кроку і частоти обертання привідної зірочки, наведені у відповідній літературі [2] і дані значення пов'язані із коефіцієнтом експлуатації відповідним співвідношенням

$$[p] = [p_o] / K_E. \quad (11)$$

Відповідно для визначення колової сили у ланках ланцюгового конвеєра згідно формул (7) і (12) можна використати наступну залежність

$$F_t = [p] dB = \frac{[p_o]}{K_E} \cdot dB. \quad (12)$$

Потужність конвеєра згідно рівності (1) рівна

$$N = \frac{[p_o] dB z_1 w t}{K_E \cdot 60 \cdot 1000 \cdot 102} \dots \quad (13)$$

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Запропонована методика розрахунку ланцюгового конвеєра може мати практичне використання під час проектування подібних механізмів, які можуть використовуватись у сільському господарстві та промисловості;

2. Запропонована конструкція гвинтового секційного конвеєра має розширені технологічні можливості за рахунок можливості транспортування вантажу по складних технологічних трасах.

### **Список використаної літератури**

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин./ Павлице В.Т. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин./ Иванов М.Н - М.: Вища школа, 1976. – 399 с.
3. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини./ Іванченко Ф.К. - К.: Вища школа, 1993, - 414 с.
4. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. – Львів.: Світ, 1993. – 208 с.
5. Пат. №52568 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр/ Гевко Б.М.; Ляшук О.Л.; Стефанів В.М.; Диня В.І.; Олексишин О.В.; Дячун А.Є.; Гевко І.Б. ; Гевко І.Б.; заявник і патентовласник Тернопільський державний технічний університет. – №2 u201004000 ; заявл. 06.04.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16.

### **Аннотація**

## **ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРИВОДНЫХ ЛАНОК ТРУБЧАТОГО ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА**

**Р.В. Комар, О.Л. Ляшук, В.И. Дыня, О.В. Олексышин**

*Приведено особености конструкції цепного трубчатого конвейера и методика расчета приводных ланок. Выведены аналитические зависимости для определения силовых, конструктивных и кинематических параметров приводных ланок и нагружающей способности конвейера в целом.*



## **Abstract**

### **THE FEATURES OF CALCULATION PRIVIDNIKH LANOK OF TRUBCHATOGO CHAIN CONVEYER**

**R.V. Komar, O.L. Layshyk, V.I. Dinya, O.V. Oleksishin**

*It is resulted features of construction of chain mpyбчamozo conveyer and method of calculation of drive lanocs. Analytical dependences are shown out for determination of power, structural and kinematics parameters of drive lanocs and loading ability of conveyer on the whole.*