**ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПРИВОДНИХ БАРАБАНІВ**

**СТРІЧКОВИХ ВЕРТИКАЛЬНИХ ЕЛЕВАТОРІВ**

**©Фідровська Н. М.1, Лук’янов І. М.2**

*Українська інженерно-педагогічна академія1*

*Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка2*

**Інформація про авторів:**

**Фідровська Наталія Миколаївна:** ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем;Українська інженерно-педагогічна академія*,* вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

**Лук’янов Ігор Михайлович**: ORCID: 0000-0003-0325-2660; oipxv@ukr.net; старший викладач кафедри обладнання та інжинірингу переробних і харчових виробництв; Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка; вул. Артема 44, м. Харків, 61002, Україна.

Наведені методи розрахунку основних елементів приводних барабанів стрічкових елеваторів. Розрахункові залежності отримані з урахуванням параметрів тягової здатності стрічково-барабанного механізму, що уявляє собою вертикальну плоско пасову передачу, для якої показниками працездатності є коефіцієнт тяги, дуга спокою та дуга ковзання. Розглянуті результати роботи, в якій визначені ці показники на основі дослідження пружного ковзання стрічки по барабану за допомогою аналізу скінчено-елементної моделі, яка була реалізована в програмному комплексі «ANSYS WORKBENCH» у частині рішення контактної задачі при русі з тертям. Також розглянуті, для порівняння, результати експериментальних досліджень, які викладенні в роботі, що присвячена визначенню критичного та робочого коефіцієнтів тяги для діючої норії з футерованим барабаном. Вище означені показники працездатності були використані для визначення діаметра барабана, для розрахунку елементів каркаса барабана, у вигляді білячої клітки, та для визначення товщини футеровки. Отримані розрахункові залежності можуть бути використані при проектуванні стрічкових елеваторів с гумовотканинними стрічками та тяговими пасами будь якої продуктивності та висоти.

***Ключові слова:*** елеватор; приводний барабан; футеровка; тягова здатність; коефіцієнт тяги; дуга ковзання; дуга спокою.

***Фидровская Н. Н., Лукьянов И. М.*** «Особенности расчета приводных барабанов ленточных вертикальных элеваторов».

Приведенные методы расчета основных элементов приводных барабанов ленточных элеваторов. Расчетные зависимости получены с учетом параметров тяговой способности ленточно-барабанного механизма, представляет собой вертикальную плоскоременной передачу, для которой показателями работоспособности является коэффициент тяги, дуга покоя и дуга скольжения. Рассмотрены результаты работы, в которой определены эти показатели на основе исследования упругого скольжения ленты по барабану с помощью анализа конечно-элементной модели, которая была реализована в программном комплексе «ANSYS WORKBENCH» в части решения контактной задачи при движении с трением. Также рассмотрены, для сравнения, результаты экспериментальных исследований, изложении в работе, посвященной определению критического и рабочего коэффициентов тяги для действующей нории с футерованнымм барабаном. Выше обозначенные показатели работоспособности были использованы для определения диаметра барабана, для расчета элементов каркаса барабана в виде беличьей клетки, и для определения толщины футеровки. Полученные расчетные зависимости могут быть использованы при проектировании ленточных элеваторов с резинотканевыми лентами и тяговыми ремнями любой производительности и высоты.

***Ключевые слова:*** элеватор; приводной барабан; футеровка; тяговая способность; коэффициент тяги; дуга скольжения; дуга покоя; буксование ленты.

***Fidrovska N., Lukyanov I.*** “Features of calculation driving drums banded vertical bucket elevators”.

The methods of calculating the basic elements driving drums band elevators. Calculated obtained depending on the parameters of traction ability to band-drum mechanism represents a vertical flat belt drive for which figures are efficiency coefficient of traction arc and arc sliding peace. The results of the work in which these parameters are defined on the basis of the study of elastic slip tape on the drum through the analysis of finite-element model that has been implemented in a software system «ANSYS WORKBENCH» in the solution of the contact problem with friction during movement. Also considered for comparing experimental results that presentation of work which is devoted to defining and critical factors working draft for operating the elevator with lined drum. Higher efficiency indicators expressed were used to determine the diameter of the drum, to calculate the frame drum elements in the form of squirrel cage and to determine the thickness of the lining. The resulting design can be used depending on the design with rubber-band elevators ribbons and traction belts and performance of any height.

***Keywords:*** elevator; drive drum; lining; traction power; traction coefficient; sliding arc; arc rest; slipping belts.

**1. Вступ**

Останнім часом спостерігається зростання товарообігу у різних галузях господарства, що автоматично збільшує обсяг вантажно-розвантажувальних робіт як у промисловості, так і у сільському господарстві. Вертикальні елеватори займають у цьому потоці вагому нішу. Присутній значний попит на високопродуктивні норії (150…600 т/год) у різних сферах виробництва: у сільському господарстві при первинній обробці зерна, у харчовій промисловості при зберіганні та переробці зерна, видобувній промисловості, у портах при завантаженні кораблів та безпосередньо на кораблях при розвантаженні. Вочевидь у користувача збільшуються вимоги до продуктивності та вартості норій, у виробника – до вдосконалення будови елеваторів за рахунок використання сучасних методів визначення їх параметрів.

**2. Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Приводний барабан є головним елементом стрічково-барабанного механізму норії, а його діаметр в значній мірі визначає тягову здатність барабана та його вагу, яка сягає для високопродуктивних норій 500…800 кг і більше, тому завищення значення діаметра барабана значно ускладнює його монтаж і контроль натягу стрічки, в особливості для норій висотою 30-60 м. Занижене значення діаметра, як відзначається у роботі [1], може привести до недостатньої тягової здатності барабана навіть при значних натягах стрічки. Між тим [2] затверджених обґрунтованих норм для вибору діаметра приводного барабана в залежності від типу та характеристик стрічок, параметрів футеровки, умов експлуатації, впливу середовища та типу вантажу, що транспортується, – не існує. Сьогодні цю проблему можна вирішити, за останні роки були проведені дослідження тягової здатності приводного барабана норій, що дозволило отримати значення робочого коефіцієнта тяги, дуги спокою та дуги ковзання, без яких також неможливо обчислити попередній натяг та робочі натяги у гілках стрічки, а відповідно навантаження на циліндричний каркас барабана, та дотичні напруження, за якими визначають параметри футеровки. У роботі [3] проведені дослідження тягової здатності приводного барабана з урахуванням пружного ковзання стрічки за допомогою аналізу скінчено-елементної моделі, яка була реалізована в програмному комплексі «ANSYS WORKBENCH» у частині рішення контактної задачі при русі з тертям. Були отримані значення максимальних, критичних та робочих коефіцієнтів тяги в залежності від модуля пружності стрічки та коефіцієнтів тертя, а також значення кутів дуг спокою та ковзання в залежності від коефіцієнтів тяги. Експериментальне дослідження залежності коефіцієнтів тяги від попереднього натягу було проведено на робочій норії з гравітаційним натяжним пристроєм, параметри якої співпадають з параметрами скінчено-елементної моделі з роботи [3], результати досліджень показали, що значення робочого коефіцієнта тяги незначно менші за аналітичні, але діапазон між робочим і критичним коефіцієнтами значно звужується [4].

**3. Постановка проблеми**

Зростання обсягу переробки вантажів автоматично збільшує попит на високопродуктивні, високошвидкісні важко навантаженні норії з відцентровим розвантаженням, робота яких супроводжується значними навантаженням гілок і значним початковим натягом гілок стрічково-барабанного механізму, та значним тяговим зусиллям на приводному барабані. У зв’язку з цим, актуальною є проблема вдосконалення методів визначення параметрів основних елементів приводного барабана, від чого залежить надійність та довговічність роботи елеватора.

Мета роботи – розробка методів розрахунку параметрів основних складових елементів приводних барабанів вертикальних елеваторів за результатами дослідження тягової здатності стрічково – барабанного механізму.

**4. Викладання основного матеріалу**

У таблиці 1 наведені, узгоджені за двома останніми роботами ([3] і [4]), показники тягової здатності приводного барабану для використанні при розрахунках елементів приводного барабана.

У відповідності з рекомендаціями [5], коефіцієнти тертя при дослідженнях приймалися:  – для сухого нефутерованого та вологого футерованого барабанів;  – для сухого футерованого барабана. Модуля пружності відповідали модулям гумовотканинних стрічок за ГОСТ 20-85 (*Е=*245…250 МПа*)* та тяговим пасам за ГОСТ 23831-79 (*Е*=285…300 МПа*)*.

**Таблиця 1** – Параметри тягової здатності приводного барабана

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Коефіцієнттертя *μ* | Модуль пружностістрічки *Е*, МПа | Коефіцієнттяги  | Кут дуги спокою, град. | Кут дугиковзання, град. |
| 0,25 | 250 | 0,475 | 12 | 168 |
| 0,25 | 300 | 0,485 | 16 | 164 |
| 0,35 | 250 | 0,63 | 24 | 156 |
| 0,35 | 300 | 0,68 | 38 | 142 |

Слід відзначити, що стрічково-барабанний механізм елеватора уявляє собою вертикальну плоскопасову передачу, в якій натяг у гілці, що збігає, дорівнює початковому натягу, тобто . З урахуванням зусилля зачерпування, яке, за даними експлуатації, можна прийняти як , необхідне тягове зусилля можна визначити як

, (1)

де *Q* –продуктивність елеватора (т/год), *H –*висота елеватора (м),  –швидкість стрічки (м/с). Робочий коефіцієнт тяги , приведений у таблиці 1, дозволяє знайти початковий натяг стрічки, який забезпечить передачу тягового зусилля без пробуксовки і визначити натяги у робочій та ненавантаженій гілках стрічки. Тягове зусилля фрикційної пари на циліндричній поверхні на половині дуги кола складає . У зв’язку з тим, що тягове зусилля реалізується фактично на дузі ковзання, діаметр барабана можна визначити як

, (2)

де *В* – ширина стрічки (м),  – кут дуги ковзання (рад),  – середній питомий тиск на контактній поверхні (МПа). При невеликій згинальній жорсткості деталі (стрічки), що охоплює циліндричний барабан, розподіл питомого тиску по поверхні барабана буде рівномірним. У роботі [6] для важко навантажених стрічкових конвеєрів рекомендовано призначати  МПа, при якому не змінюється коефіцієнт тертя.

Основою приводного барабана являється каркас у вигляді «білячої клітки» рис. 1, обичайка якої утворена прямокутними пластинами (поз. 1), що встановлюються у вирізах дисків та обварюються уздовж півпериметра. У сучасних конструкціях важко навантажених вертикальних елеваторів з високою продуктивністю зазвичай приймають тридискову схему каркаса, що забезпечує достатню жорсткість барабана (рис. 2).

У такій конструкції пластина уявляє собою триопорну балку, яка один раз статично невизначна. В силу симетрії конструкції та навантаження, кути повороту правої та лівої частини відносно опори *В* будуть однакові, а моменти будуть направлені у протилежні сторони, тому *МВ=0*. Таким чином, рішення зведиться до визначення згинальних моментів для двоопорної балки з консоллю. У зв’язку з тим, що пластина обварена уздовж півпериметра, опори можна вважати шарнірними. Величина максимального згинального моменту у прольоті буде найменшою у тому випадку, коли він буде найближчим за значенням до моменту на крайній опорі. Аналіз вказує, що таке можливе коли відстань між дисками складає . Якщо визначити зусилля у гілках стрічки, а також розподілене навантаження *q* через  та , то отримаємо величину максимального згинального моменту у вигляді

, (3)

де  – реакція на опорі *А*.

|  |  |
| --- | --- |
| норія | Рис |
| **Рис. 1** – Конструкція каркаса | **Рис. 2** – Розрахункова схематридискового каркаса барабана |

Необхідна товщина пластини

, (4)

де  – ширина пластини, *rБ* – радіус барабана, – допустиме напруження згину, – границя витривалості при пульсуючому циклі нормальних напружень, *п –* коефіцієнт запасу міцності при несиметричному циклі, визначається за відомою залежністю. Товщину дисків можна приймати як .

Діаметр барабана необхідно призначати з урахуванням товщини футеровки, коректна методика визначення якої досі відсутня. Під час роботи футеровка відчуває значні дотичні напруження, які досягають максимального значення зі сторони гілки, яка набігає, тобто на дузі спокою. Це пояснюється тим, що на дузі спокою відбувається взаємне і найбільше кутове зміщення деформації зсуву внаслідок відсутності пружного ковзання стрічки. Деформація зсуву викликається натягом набігаючої гілки стрічки, значення якого для спрощення розрахунку можна визначити через *Ft* и *φ0.* У цьому випадку дотичне напруження має вигляд

, (5)

де *В* – ширина стрічки, – кут дуги спокою у радіанах. Як відомо, дотичне напруження пов’язано з кутовою деформацією співвідношенням , де *G* – модуль зсуву, за умови, що модуль визначено для нелінійно – пружного матеріалу. Експериментально встановлено [7], що граничне кутове зміщення , яке забезпечує міцність і жорсткість футеровки, можна визначити за емпіричною залежністю у вигляді . Тоді товщина футеровки повинна бути

. (6)

Механічні характеристики гумових пластин, що використовуються для футеровки барабанів, приведені у роботі [8]. Згідно технічним умовам ТУ-2549-203-00149295-2004г вони мають твердість за Шором у границях СН=50…70 залежно від вимог до якості та призначення, границя міцності гуми  МПа, допустимий питомий тиск  МПа, товщина пластин від 6мм до 20 мм. Модуль зсуву визначають за емпіричною залежністю

, (7)

де *е* – основа натурального логарифму.

Для барабанів норій найкраще використовувати пластини типу ТВ (важко зношувані) с твердістю за Шором СН=50…55, яка забезпечує достатню міцність футеровки, і, за даними роботи [9], рекомендовані для розрахунків тягової здатності коефіцієнта тертя.

**Висновки**

Наведені методи розрахунку параметрів приводних барабанів може бути використана при проектуванні стрічково – барабанних механізмів, у яких застосовуються стрічки з характеристиками пружності як у наведеній роботі.

Слід відзначити, що параметри приводного барабану, визначені за наведеними залежностями, відповідають параметрам приводних барабанів вертикальних елеваторів провідних іноземних виробників MANSUN (Данія), 4B Elevator Components Ltd (Англія), MaxiLifting corp. (США) та інших, що свідчить про ефективність отриманих рішень.

**Перспективи подальших досліджень.** Для поширення використання означеної методики не тільки для розрахунків норій, а також для розрахунків стрічкових конвеєрів, необхідно провести дослідження тягової здатності стрічково – барабанних механізмів, які використовують стрічки с синтетичними прокладками, метало – тросові стрічки та інші , з урахуванням зміни коефіцієнтів тертя внаслідок забруднення поверхонь контакту частками матеріалу, який транспортується.

**Список використаних джерел:**

1. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. –168 с.

2. Фадеев Н. К. Выбор основных параметров ковшовых элеваторов / Н. К. Фадеев // Труды Ленинградского политехнического института. – 1955. – № 182. – С. 98–112.

3. Богомолов А. В. Тяговая способность приводных барабанов ленточных норий-элеваторов / А. В. Богомолов, В. А. Белостоцкий, И. М. Лукьянов // Вісник СевНТУ. – Севастополь, 2013. – Вип. 137. – С. 303-307.

4. Лукьянов И.М. Определение необходимого натяжения лент норий – элеваторов и разработка способов его контроля / И. М. Лукьянов // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. / КНТУ. – Кіровоград, 2013. – Вип. № 43, ч. 2. – С. 171–177.

5. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск: Вышейшая школа. 1983. – 350 с.

6. Зенков Л. Р. Конвейеры большой мощности / Л. Р. Зенков, Н. М. Петров. – М. : Машиностроение, 1967. – 350 с.

7. Котов М. А. Некоторые вопросы теории приводного барабана ленточного конвейера / М. А. Котов, В. Я. Дьяков // Проблемы совершенствования технологических схем и средств рудничного транспорта. – М. : Наука, 1967. – С. 104–111.

8. Потураев В. М. Резины и резинометаллические детали / В. М. Потураев. – М. : Машиностроение, 1966. – 314 с.

9. Спиваковский А.О. Карьерный конвейерный транспорт / А. О. Спиваковский, Н. Г. Потапов, Н. А. Котов. – М. : Недра, 1963. – 430 с.

**References**

1. Vorobyev, I 1979, *Remennyye peredachi*, Mashinostroeniye, Moskva.

2. Fadeev, N 1955, ‘Vybor osnovnykh parametrov kovshovykh elevatorov’, *Trudy Leningradskogo politekhnicheskogo instituta*, no. 182, pp. 98-112.

3. Bogomolov, A, Belostotskiy, V & Lukyanov, I 2013, ‘Traction ability of driving drums of tape noria-elevetors’, *Vіsnik SevNTU*, 2013, iss. 137, pp. 303-307.

4. Lukyanov, I 2013, ‘Determination of the proper tension of belts for noria-elevators and development of the methods of the tension control’, *Zahalnoderzhavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk “Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn”*, iss. 43, ch. 2, pp. 171-177.

5. Kuzmin, A & Maron, F 1983, *Spravochnik po raschetam mekhanizmov podyemno-transportnykh mashin*, Vysheyshaya shkola, Minsk.

6. Zenkov, L & Petrov, N 1967, *Konveyery bolshoy moshchnosti*, Mashinostroyeniye, Moskva.

7. Kotov, M, Dyakov, V 1967, ‘Nekotoryye voprosy teorii privodnogo barabana lentochnogo konveyera’, *Problemy sovershenstvovaniya tekhnologicheskikh skhem i sredstv rudnichnogo transporta*, pp. 104-111.

8. Poturaev, V 1966, *Reziny i rezinometallicheskie detail*, Mashinostroyeniye, Moskva.

9. Spivakovskiy, A, Potapov, N & Kotov, N 1963, *Karyernyy konveyernyy transport*, Nedra, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 27 квітня 2015 р.