

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ ПРИЛАДОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ

На правах рукопису.
УДК 621.867.42.001.24

ПИЛИПЕЦЬ МИХАЙЛО ІЛЬКОВИЧ

**РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ГНУЧКИХ
ГВИНТОВИХ КОНВЕЙЄРІВ**

05.20.04 — Сільськогосподарські та гідромеліоративні машини

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття вченого ступеня
кандидата технічних наук

Тернопіль — 1993



00814210 (G)

Робота виконана в Тернопільському приладобудівному ін-

Вчений керівник — доктор технічних наук,
професор, академік АІН
Гевко Б. М.Опоненти — доктор технічних наук,
професор Нагорняк С. Г.,
кандидат технічних наук,
доцент Середа Л. П.

Матеріальна організація — в/о «Конвейер», м. Львів.

Захист відбудеться «25» ТРАВНЯ 1993 року о 17 годиніна засіданні спеціалізованої ради К068.50.01 по захисту дисер-
тацій на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук при
Тернопільському приладобудівному інституті за адресою: 282001,
м. Тернопіль, вул. Руська, 56.З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці інституту за
адресою: м. Тернопіль, вул. Руська, 56, кімн. 40.Відгук на автореферат в двох екземплярах, завірений гербо-
вою печаткою, просимо надіслати в спеціалізовану раду за вка-
заною адресою.Автореферат розісланий «23» КВІТНЯ 1993 р.Вчений секретар
спеціалізованої ради
к. т. н.

ПІДГУРСЬКИЙ М. І.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Технологічні процеси збирання і переробки продукції сільського господарства включають велику кількість вантажно-розвантажувальних і транспортних операцій. Для їх виконання широко використовуються шнекові транспортери з жорстким або гнучким робочим органом. Останні є мобільними транспортними засобами, здатними підвищити рівень механізації вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт у сільському господарстві. В розробці гнучких гвинтових конвейєрів (ГК) існує ряд невирішених проблем. В існуючих ГК конструкції робочих органів у вигляді циліндричної пружини характеризуються високою металоємкістю, низькою продуктивністю, надійністю і довговічністю. В цьому відношенні створення нових конструкцій робочих органів, визначення функціонально-експлуатаційних характеристик ГК, розробка методів їх розрахунку і проектування є актуальною задачею і має важливе народногосподарське значення.

Робота виконана у відповідності з координаційним планом важливих науково-дослідних робіт ВУЗ на 1985-1990рр. і у відповідності з Українською державною програмою виробництва машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловості 1992 року.

Метою роботи є розробка, дослідження і оптимізація конструктивних параметрів ГК, а також вироблення комплексних практичних рекомендацій для створення нових високоефективних робочих органів.

Методи досліджень. Теоретичні розрахунки проводилися на основі теорій статички і динаміки машин, класичної механіки, лінійної алгебри, диференціальної геометрії, теорії оптимального проектування. Експериментальні дослідження направлені на перевірку і підтвердження теоретичних положень, а також для визначення функціональних і ресурсних характеристик розроблених конструкцій ГК. При дослідженні ГК визначались механічні і експлуатаційні параметри з використанням методу тензометрії і високоточної виміральної апаратури. Математичні розрахунки і вибір конструктивних параметрів ГК проводились на ЕСМ.

Наукова новизна роботи. Розроблені методи розрахунку і проектування конструктивних параметрів гнучких гвинтових конвейєрів; виведені аналітичні залежності для визначення параметрів робочих органів; досліджена нелінійна задача руху матеріальної

точки з нестационарними зв'язками; досліджено кінематичні і динамічні параметри рухомого потоку вантажу; розроблено теоретичне і технологічне забезпечення процесу безперервного навівання гвинтових стрічок з питомою висотою перерізу $I2...I7$; розроблені методи оптимізації конструктивних параметрів ГТК з врахуванням продуктивності, конструктивних, технологічних, економічних і фізичних обмежень; складено алгоритм розрахунків оптимальних параметрів та режимів роботи на основі загального розв'язку задачі нелінійного оптимального проектування; розроблені нові конкурентно здатні ГТК з широкострічковими робочими органами, пристрої та обладнання для їх виготовлення, новина яких захищена 16 авторськими свідоцтвами на винаходи.

Практична цінність роботи. Розроблені конструкції ГТК з консольним, центральним приводами і з пересилом продуктивністю до 20 т/год і довжиною траси транспортування до 15 м. Вони характеризуються зменшеною матеріаломісткістю і покращеними техніко-економічними характеристиками. Розроблено технологічне обладнання і оснащення для виготовлення робочих органів ГТК, які захищені авторськими свідоцтвами на винаходи. Забезпечено перервне і безперервне навівання гвинтових стрічок з питомою висотою січення $I2...I7$. Розроблена конструкція виміривального інструменту для одночасного виміру основних взаємозв'язаних конструктивних параметрів шнека.

Реалізація результатів роботи. Робочі креслення ГТК, обладнання і технологічне оснащення для виготовлення гвинтових стрічок передані Головному спеціалізованому конструкторському бюро машин для птахівництва (м.П'ятигорськ), Тернопільському об'єднанню Сільгосптехніка, Львівському інструментальному заводу, заводу сільськогосподарського машинобудування (м.Фрунзе), Науково-дослідному інституту технології насосного машинобудування (м.Казань), Тульському заводу "Арсенал", в/о "Чорноморський кораблебудівний завод" (м.Миколаїв), Українському науково-дослідному інституту верстатів і інструментів (м.Одеса), в/о "Дальзавод" (м. Владивосток), заводу "Красний трикутник" (м.Свєтк-Петербург), Спеціальному проектному конструкторському-технологічному бюро (м. Уфа), об'єднанню "Тамп" (м. Черкаси), Хмельницькому ремонтно-механічному заводу, Волочеському машинобудівному заводу та іншим підприємствам.

В результаті впровадження у виробництво нових технічних рішень, захищених 16 а.с. на винаходи, отримано річний еконо-

мічний ефект в розмірі 495800 крб. в цінах 1991 року.

Апробація роботи. Результати дисертаційної роботи доповідалися на ряді конференцій і наукових семінарах, в тому числі на наукових конференціях в Тернопільському філіалі Львівського політехнічного інституту (1985-1990 рр.), Ростовському інституті сільськогосподарського машинобудування (1986 р.), науково-дослідному інституті сільськогосподарського машинобудування (м. Москва, 1987 р.), на обласній науково-технічній конференції "Автоматичне маніпулювання об'єктами і технологічна оснастка у верстатах з ЧПК і ГВС" (м. Тернопіль, 1988 р.), на засіданні кафедри технології машинобудування ТФМШ (м. Тернопіль, 1990 р.), на технічній раді в/с "Тернопільський комбайновий завод" (м. Тернопіль, 1991 р.), на об'єднаному семінарі кафедр технології машинобудування, верстатів та інструментів і технічної механіки Тернопільського приладобудівного інституту (1992-1993рр.).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 10 наукових робіт, розробки захищені 16 авторськими свідоцтвами на винаходи. Здана до друку монографія.

ЗМІСТ РОБОТИ.

ВСТУП. Обґрунтована актуальність теми, сформульована мета роботи, викладена наукова новизна, а також положення які виносяться на захист.

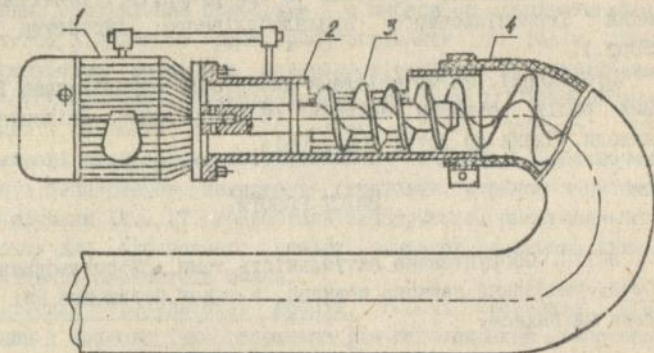
РОЗДІЛ I. Літературний огляд виконаних досліджень і мета роботи.

Проведено аналіз існуючих досліджень в області ГТК. Приведена класифікація, функціональні можливості ГТК і аналіз технологічності їх конструкцій. Досліджено вплив технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових стрічок.

Гнучим гвинтовим транспортерам присвячені роботи А.М. Григор'єва, П.А.Преображенського, В.М.Рейджана, Х.Германа, Б.М.Гевка, Я.Райновського, З.Ф.Каптура, Є.І.Резника, С.Н.Михайлова, Х.Д.Вячагіна, Р.М.Рогатинського і інших авторів. Рекомендації по конструктивних і технологічних параметрах гнучого шнека приведені в роботах А.М.Григор'єва, П.А.Преображенського та інших вчених. В результаті проведених досліджень були ство-

рені одно-, дво- і триспиральні гнучкі гвинтові конвейери. Робочим органом цих механізмів є спіральна пружина. Поряд із позитивними якостями, які властиві розглядуваному транспортеру, вони мають суттєві недоліки, усунення яких дало б можливість підвищити продуктивність, енергетичну економічність і якість транспортування.

На кафедрі технології машинобудування Тернопільського приладобудівного інституту проф. Генком В.М. і його учнями, в тому числі автором роботи, проведено дослідження ГТК з робочим органом у вигляді широкополосної спіралі (рис. 1). Аналіз досліджень транспортування широкополосним робочим органом показав, що для отримання раціональної конструкції гнучкого гвинтового конвейера необхідно вести роботу в напрямку вдосконалення технологічних характеристик широкополосних гвинтових стрічок.



1-електродвигун, 2-стакан,
3-гвинтова спіраль, 4-гнучкий рукав.

Рис. 1.

Класифікація ГТК проведена за функціональними можливостями, конструктивними ознаками, технологією їх виготовлення, за принципом дії і характером виконуваних робіт. На рис. 2 показана класифікація ГТК за функціональними можливостями.

На основі проведеного аналізу технологічності конструкції ГТК виявлено їх наступні недоліки:

- а) неможливість транспортування матеріалів по криволінійних траєкторіях;
- б) обмежений або неможливий доступ до важкодоступних місць транспортуємих матеріалів;
- в) обмежені функціональні можливості.

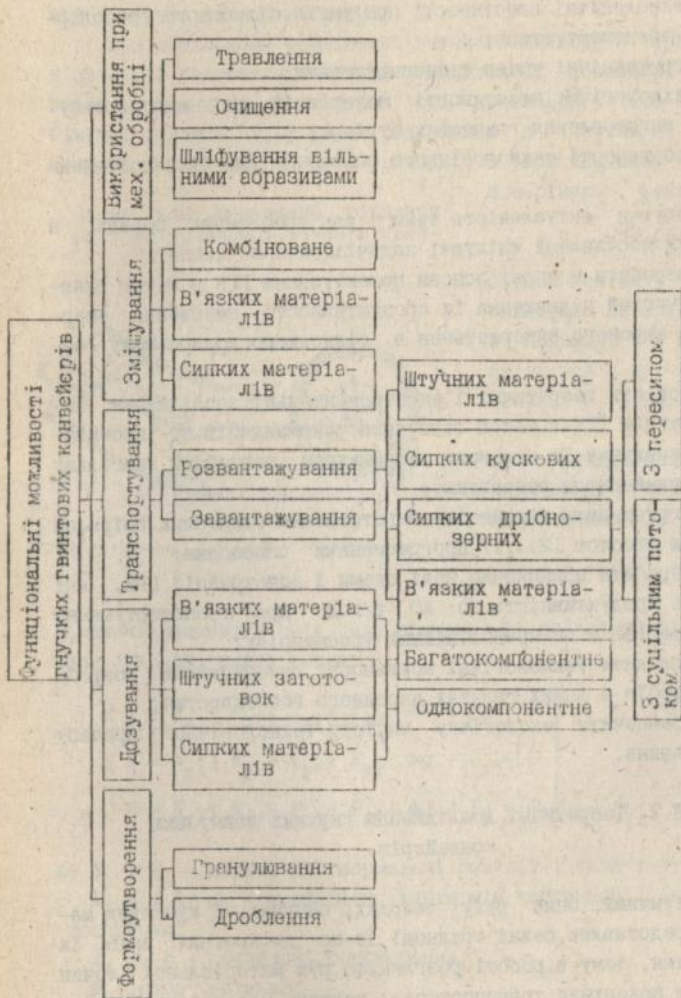


Рис. 2.

Розглянуто вплив технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових стрічок. Домінуючими факторами в даному випадку являється:

- а) технологічні властивості продуктів сільського господарства, які транспортуються;
- б) агротехнічні умови транспортування;
- в) технологічні властивості матеріалів, які використовуються для виготовлення гвинтових стрічок;
- г) особливості технологічного оснащення для їх виготовлення.

Враховуючи актуальність теми і ряд проблемних питань, в роботі були поставлені наступні задачі:

1) розробити гнучкі основи проектування ГТК з метою виявлення можливостей підвищення їх продуктивності, зменшення енергозатрат і широкого використання в сільськогосподарському виробництві;

2) провести теоретичні і експериментальні дослідження нових конструкцій ГТК з метою створення рекомендацій по проектуванню і розрахунку їх основних параметрів, розробити загальну методику інженерного розрахунку;

3) обґрунтувати можливості виготовлення гвинтових спіралей в відносно висотів I2...I7 прогресивними способами;

4) розробити принципово нові схеми і конструкції ГТК, які забезпечать продуктивність до 20 т/год. при транспортуванні сипучих матеріалів по криволінійних траєкторіях;

5) дослідити технологічні можливості використання розроблених пристроїв в інших галузях народного господарства;

6) забезпечити екологічну чистоту технологічного процесу транспортування.

РОЗДІЛ 2. Теоретичні дослідження гнучких гвинтових конвейерів.

Математичний опис руху твердих, сипучих, і кускових матеріалів представляє певні труднощі із-за дискретних змін їх характеристик, тому в роботі розглянуто рух матеріальної точки по шерстких поверхнях транспортера і вивчено можливість розповсюдження загальних закономірностей руху точки на рух вантажу в цілому. Рівняння руху отримано з умови рівноваги всіх сил, прикладених до частинки. В гнучких конвейерах напрям вказаних сил,

(нормальних реакцій спіралі, рукава і складових тertia), можна визначити тоді, коли відомі рівняння поверхонь елементів конвейєра, які виведені у роботі в використанні відомих залежностей диференціальної геометрії.

При довільному розміщенні гнучкого шнекового транспортера в просторі положення частинки у гвинтовому конвейєрі визначається параметром розміщення осі конвейєра τ (або параметром біжучої довжини l), а також радіальним ρ і кутовим θ параметрами в площині $x'O_1y'$, (рис. 3.) З умов контакту частинки з

поверхнею рукава маємо

$$\rho = D_p/2, \quad (I)$$

з умов контакту частинки з гвинтовою поверхнею спіралі параметр θ однозначно зв'язаний з параметром спіралі v_1 і відповідно з параметром τ . В загальному випадку при вільному розміщенні осі гнучкого шнека маємо

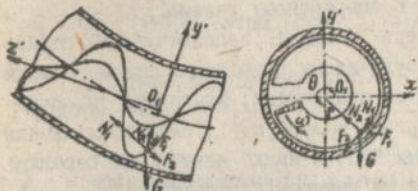


Рис. 3.

$$\theta = v_1 + \omega t + v_{O1} + \varphi_x - \rho_{\Gamma}. \quad (2)$$

Рівняння рівноваги всіх сил, прикладених до частинки, включаючи сили інерції, мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} \sum X &= N_{x1} + N_{x2} + P_{x1} + P_{x2} - m\ddot{x} + P_x = 0 \\ \sum Y &= N_{y1} + N_{y2} + P_{y1} + P_{y2} - m\ddot{y} + P_y = 0 \\ \sum Z &= N_{z1} + N_{z2} + P_{z1} + P_{z2} - m\ddot{z} + P_z = 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де N_1 і P_1 - відповідно нормальні реакції і сили тertia;

$P_1 = \mu_1 N$, μ_1 - коефіцієнт тertia між частинкою і відповідною поверхнею;

\ddot{x} , \ddot{y} , \ddot{z} - складові прискорення;

m - маса частинки;

P_x , P_y , P_z - складові зовнішніх сил, прикладених до частинки.

Після виключення із рівнянь (3) нормальних реакцій і сил тertia, одержуємо рівняння руху частинки в гнучкому гвинтовому

конвейєрі при довільному розміщенні його в просторі

$$(m\ddot{x}-P_x) \begin{bmatrix} a_{y1} & a_{y2} \\ a_{z1} & a_{z2} \end{bmatrix} + (m\ddot{y}-P_y) \begin{bmatrix} a_{z1} & a_{z2} \\ a_{x1} & a_{x2} \end{bmatrix} + (m\ddot{z}-P_z) \begin{bmatrix} a_{x1} & a_{x2} \\ a_{y1} & a_{y2} \end{bmatrix} = 0. \quad (4)$$

Положення частинки при безперервному русі однозначно задається параметром θ . Рівняння (4) в розгорнутій формі є диференціальним рівнянням другого порядку відносно θ

$$F \left[\frac{d^2\theta}{dt^2}, \frac{d\theta}{dt}, \theta \right] = 0. \quad (5)$$

Його розв'язок, з врахуванням заданих граничних значень, дозволяє отримати закон руху матеріальної частинки при встановленому процесі транспортування у безперервному режимі.

Гнучкі гвинтові конвейєри повинні забезпечувати стійке транспортування вантажу при будь-якому розміщенні траси. Таким вимогам найбільше відповідають швидкохідні конвейєри із швидкості обертання робочого органу $\omega > 50 \text{ с}^{-1}$. Тому дослідження проводилися із швидкохідними ГТК, в яких вантаж в середині гнучкого рукава переміщується по гвинтовій траєкторії.

Враховуючи те, що коефіцієнт внутрішнього тертя транспортуючих сирих матеріалів в основному, значно перевищує значення коефіцієнта тертя між спіраллю і рукавом транспортера, теоретичний аналіз дозволяє встановити аналогічність руху вантажу і руху частинки в гнучкому транспортері з приведеним діаметром гнучкого рукава $D_p^{np} = 2\rho_u$. В рівнянні руху біжучий крок T траєкторії частинки вводиться з поправочним коефіцієнтом k_p , який вилежить від характеристик матеріалів, що транспортуються, ($k_p = 0,85 \dots 1$).

Проведені експериментальні дослідження підтвердили правильність теоретичних вислудок.

Для похилої і вертикальної траси швидкохідного конвейєра усереднений крок T_j можна визначити за рекурентною залежністю

$$T_j = T \left\{ 1 - \frac{A}{2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{4(T^2 + 4k_p^2 \rho_u^2)}{AT(T + 4k_p^2 \rho_u^2)}} \right] \right\}, \quad (6)$$

$$\text{де } A = \frac{\mu_2 w D T}{2\sqrt{\pi^2 D^2 + (T'_{j-1})^2} g \text{Stn} \gamma}$$

Середня осьова швидкість при цьому

$$v_{00} = \frac{T T'}{2\pi(T+T')} \psi. \quad (7)$$

Об'ємна продуктивність, незалежно від положення траси в просторі, при усталеному русі і горизонтальному розміщенні ділянки завантаження рівна

$$Q = \varphi \rho_0 (1 + \sqrt{1 - \varphi_0} \text{Stn} \alpha_\rho (\text{Cosa} \rho - \mu_1 \text{Sina} \rho)) \frac{\pi D^3 \psi}{16} = \varphi \rho_0 (1 + \nu_1 - \varphi_0) \times \\ \times \pi D^3 \psi \frac{T^2 + 0,5\pi \mu_1 D T (1 + \sqrt{1 - \varphi_0})}{16(T^2 + 0,25\pi^2 D^2 (2 + \varphi_0 + 2\nu_1 - \varphi_0))}. \quad (8)$$

де φ - коефіцієнт швидкості, що враховує кількість вантажу, захопленого потоком і залежить передусім від ширини гнучкої спіралі. Експериментальні дані дозволили запропонувати зв'язок коефіцієнта швидкості з перекриттям спіраллю прохідного перерізу рукава у вигляді емпіричної залежності

$$\varphi = k_\psi \frac{D^2 - \alpha^2}{D_p^2} = k_\psi \frac{4B}{D_p^2} (D_p - B - 2z). \quad (9)$$

Енергосилові параметри транспортування вантажу в ІТК визначили з умови розгляду всіх сил, прикладених до гнучкої спіралі. Робота на переміщення вантажу знаходиться із залежності

$$A_n = \Delta t Q \gamma g g \left\{ H + \int_0^L \left[\frac{\mu_1 (w - w_A)}{2\pi} \left(\frac{\mu_2 \rho_u w_A^2 \text{Stn} \beta}{g v_{00}} + \frac{\text{Stn} \gamma}{v_{00}} \right) + \frac{4\pi^2 \rho_u + T^2}{\pi D - \mu_1 T} + (\mu_2 \rho_u w_A^2 / (2\pi v_{00})) \sqrt{4\pi^2 \rho_u^2 + T^2 (1 - w/w_A)^2} \right] dl \right\}. \quad (10)$$

Повна робота, що виконується при транспортуванні вантажу в

реальному ГТК, рівна

$$A = k_B k_{зг} k_{тр} A_n, \quad (II)$$

де k_B - коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, дроблення, залипання і зацімлення вантажу;

$k_{зг}$ - коефіцієнт, який враховує неточність виготовлення спіралі і гнучкого рукава;

$k_{тр}$ - коефіцієнт, який враховує просторове розміщення траси. Потужність, необхідна для транспортування вантажу в ГТК, визначається за формулою

$$N = k_B k_{зг} k_{тр} Q_{ГТК} (H + WL). \quad (I2)$$

Дослідження показали, що чв енерговитрати суттєво впливають: форма траси, висота піднімання вантажу; його характеристики і інші параметри.

РОЗДІЛ 3. Програма і методика експериментальних досліджень.

Дослідження ГТК виконувалися по програмі, що передбачала перевірку достовірності і ступення точності виведених аналітичних залежностей, та одержання відсутніх даних для проектування. В розділі описані експериментальні і промислові вейрці гнучких гвинтових конвейєрів з консольним приводом, з центральним приводом і в пересипом, які використовувалися для проведення експериментів.

Силові характеристики транспортування вантажів визначали тензотруванням, інші характеристики прямим вимірюванням. Важливе значення для підтвердження побудованої теоретичної моделі руху потоку вантажу мала швидкісна кінозйомка процесу транспортування вантажу через прозорий рукав.

Запропонована програма і методика досліджень по визначенню конструкторивних і технологічних параметрів гвинтових стрічок.

Технологічність конструкції витих спіралей шнеків досліджували на спеціально розробленому оснащенні. Згинні і прижимні зусилля при навиванні визначали прямим вимірюванням з допомогою динамометрів марки ДСС-05.

Крутний момент визначали тензотруванням з допомогою тензодатчиків ЗПКБ, тензостенції ЗАНЧ-7М, підсилювача Топаз 4-01 і осцилографу Н7.

РОЗДІЛ 4. Результати експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження гнучких гвинтових конвейєрів дали можливість уточнити теоретичні залежності по визначенню силових, конструктивних, і технологічних параметрів робочих органів ГТК. На рис. 4

показана залежність продуктивності ГТК з консольним приводом від зміни висоти піднімання вантажу до $H_{II}=1$ м для різних вантажів. Залежність продуктивності від радіуса згину траси, розміщеної в горизонтальній площині, показана на рис. 5. Вказані дослідження підтвердили висновок про те, що продуктивність ГТК практично не залежить від зміни висоти піднімання вантажу і радіуса згину траси, тобто від розміщення гнучкого шнека в просторі. При цьому продуктивність для різних вантажів знаходиться приблизно на одному рівні і визначається тільки умовами в зоні завантаження.

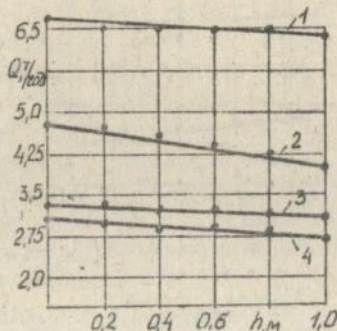
При збільшенні числа обертів робочого органу до $n = 600 - 700$ об/хв продуктивність зростає (рис. 6), дальша підвищення швидкості не дає бажаних результатів через незавантаження.

Дослідження ГТК з центральним приводом і пересипом показали, що продуктивність пропорційна коефіцієнту завантаження подаючого шнека, із збільшенням кута підйому заборного кінця продуктивність знижується (рис. 7).

Затрати потужності експериментальних ГТК зростають (рис. 8) із збільшенням кута підйому до $50^{\circ}-60^{\circ}$, а дальша стабілізуються і в деякій мірі спадають через незавантаження.

Крутний момент зростає із збільшенням висоти піднімання вантажу і зменшенням радіуса згину траси транспортування, вказана залежність має гіперболічний характер, причому параметр ξ залежить прямопропорційно від коефіцієнта згинної жорсткості спіра-

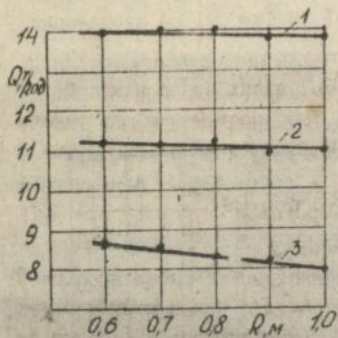
Залежність продуктивності від висоти піднімання вантажу



1 - цемент; 2 - горох;
3 - кукурудза; 4 - овес.

Рис. 4.

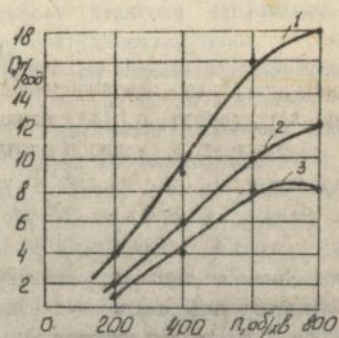
Залежність продуктивності від радіуса згину траси



1 - квасоля; 2 - ячмінь;
3 - кукурудза.

Рис. 5.

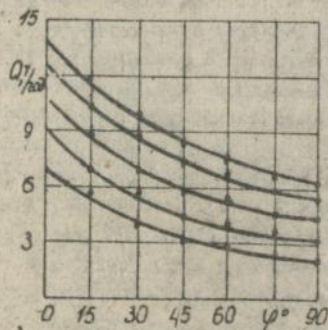
Зміна продуктивності від кількості обертів робочого органу



1 - квасоля; 2 - кукурудза;
3 - ячмінь.

Рис. 6.

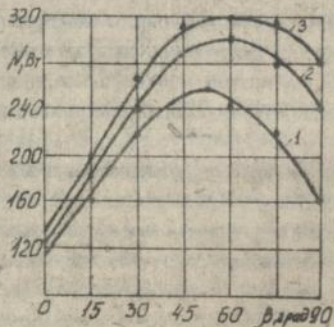
Вплив кута підйому зборно-го кінця на продуктивність



1 - 300 об/хв; 2 - 500 об/хв;
3 - 600 об/хв; 4 - 700 об/хв;
5 - 800 об/хв.

Рис. 7.

Залежність потужності ГТК з пересіпом від кута підйому зборної частини



1 - n=300 об/хв, 2 - n=400 об/хв,
3 - n=500 об/хв.

Рис. 8.

лі.

В результаті досліджень встановлено, що у гвинтових конвейерах з низьким коефіцієнтом швидкохідності ($P < 20$) велику частину всіх затрат складають: непродуктивні затрати на подолання тертя між спіраллю і рукавом; на перемішування вантажу і подолання зацімлень; затрати, що йдуть на кінетичну енергію гнучкого транспортера внаслідок ударної дії спіралі на рукав. В теоретичних залежностях ці затрати враховують коефіцієнти k_B , $k_{зг}$, $k_{тр}$. Затрати що йдуть безпосередньо на переміщення вантажу складають до 20 відсотків загальних затрат. При збільшенні частоти обертання непродуктивні затрати різко знижуються внаслідок цнтрування спіралі по осі обертання і весь потік переходить у гвинтовий рух. В цілому знижується і момент транспортування. При $n = 500 \dots 600$ об/хв. доля продуктивних затрат на переміщення досягає 30...40%. При дальшому збільшенні частоти обертання спіралі повний момент транспортування зростає за рахунок підвищення продуктивних затрат на переміщення вантажу. Тому при конструюванні ГТК недоцільно призначати частоти обертання робочого органу нижче 500 об/хв.

Велике значення в експериментальних дослідженнях мали спостереження за рухом потоку вантажу через прозорий рукав з допомогою швидкісної кінозйомки. В результаті досліджень встановлено, що збільшення зазору між рукавом і спіраллю до 5 мм при обертах $n = 500$ об/хв приводить до зриву гвинтового руху, і вантаж транспортується по нижній частині рукава. При збільшенні обертів зміна зазору в межах ($z = 5 \dots 7$) практично не впливає на рух потоку. При гвинтовому русі потоку вантажу шириною половини спіралі $B/D > 0,25$ і коефіцієнті заповнення $\phi_0 < 0,7$ рухом потоку захоплюється весь матеріал, тобто коефіцієнт швидкохідності $\phi = 1$. У випадку $b < 0,2D_p$ або $\phi_0 > 0,7$ частина матеріалу пересипається через отвір і не захоплюється потоком. У швидкохідних ГТК коефіцієнт ϕ залежить від ступені перекриття витком площі прохідного січення рукава.

Проведені дослідження дали можливість уточнити конструктивні і технологічні параметри ГТК. Крок спіралі потрібно вибирати в межах $(0,6 - 0,8)D$, зазор між гнучким рукавом і шнеком повинен бути більший розміра зерна транспортованого матеріалу, радіус згину траєси не менше $15D$.

Результатами експериментів по уточненню конструктивних параметрів спіралей встановлено вплив різних факторів на їх змі-

ну, що дозволило розробити нові пристрої для їх виготовлення, калібрування і проточування.

РОЗДІЛ 5. Проектування і оптимізація ГТК.

В даному розділі розроблено технологічні основи проектування гнучких гвинтових спіралей. Приведено розрахунок спіралей на міцність. Виведені залежності для визначення моменту і вусиль навивання. Проведено оптимізацію ГТК.

Степінь складності проектування і виготовлення спіралей шляхом навивання можна оцінити в основному двома параметрами: коефіцієнтом нерівномірності витяжки ϕ і відносною товщиною заготовки $h_{\text{від}} = H/B$. Відносна товщина заготовки враховує стійкість процесу навивання. Розроблені в роботі пристрої для навивання, дозволили зменшити значення $h_{\text{від}}$ з 0,2...0,3 до 0,05...0,07, тим самим значно розширивши діапазон типорозмірів спіралей, які виготовляються методом навивання.

Поскільки в конструкціях, які розглядаються, здійснюється щільне навивання витків з наступним розгином на крок, то однією з головних умов отримання точних спіралей є правильний розрахунок внутрішнього діаметра спіралі і діаметра d_0 оправки. Його значення визначають в умови розгину витків на крок за експериментально встановленою залежністю

$$d_0 = [1 - (0,02 \dots 0,022)T/d](D-d)/(\phi-1). \quad (13)$$

Радіус нейтрального шару при деформації спіралі, довжини якого рівна довжині заготовки, рівний

$$\rho_0 = \sqrt{R/r}, \quad (14)$$

де R і r - радіуси внутрішньої та зовнішньої кромки спіралі. Товщину полоси в залежності від біжучого радіуса кривизни шукають в першому наближенні за формулою

$$h_\rho = H_0 \sqrt{\rho_0/\rho}, \quad (15)$$

де H_0 - товщина заготовки, ρ - біжучий радіус кривизни.

Виходячи з заданих параметрів спіралі D , d , T і враховуючи отримані залежності, визначають параметри заготовки.

Приймаючи до уваги утяжку полоси β при навиванні, ширина

заготовки визначається так

$$B_0 = B/\beta = (D-d)/2\beta, \quad (16)$$

де β - коефіцієнт утяжки, який визначається експериментально.

Товщину заготовки, в залежності від необхідної товщини внутрішньої H , або зовнішньої h кромки спіралі, визначають із залежностей

$$H_0 = H\sqrt{r/\rho_0}, \quad (17) \quad H_0 = h\sqrt{R/\rho_c}, \quad (18)$$

Довжина полоси, яка необхідна для виготовлення спіралі довжиною L ,

$$L_0 = L\sqrt{\pi^2(2\rho_0 - d_0 + d)^2 + T^2}/T. \quad (19)$$

Довжина заготовки в врахуванням обрізання кінців

$$L_3 = L_0 + (3\dots 5)B. \quad (20)$$

При проектуванні ІТК вихідними даними являється продуктивність Q , довжина конвейєра L , висота піднімання вантажу H і характеристика матеріалу, який транспортується. Всі інші параметри конструктор може змінювати у визначеному діапазоні з метою вибору їх оптимальних значень.

Оптимізація конструктивних параметрів ІТК проводилася по вартості або масі.

Функціонал якості в загальному вигляді

$$f_0 = \alpha_0 + \alpha_1 V_1 + \alpha_2 V_2, \quad (21)$$

де V_1, V_2 - об'єми відповідно гнучкого рукава і спіралі;

α_0 - питома вартість витрат на технологію виготовлення без вартості матеріалу;

α_1, α_2 - коефіцієнти, що характеризують густину матеріалу, при оптимізації по масі, або їх питому вартість при оптимізації по вартості.

При цьому використовувалися наступні обмеження:

f_1 - умова пластичності матеріалу при формоутворенні;

f_2 - умова стійкості полоси при навиванні;

f_3 - забезпечення необхідної продуктивності;

f_4 - умова міцності гнучкої спіралі;

f_5 - умова її гнучкості;

f_6 - умова стійкості спіралі при експлуатації;

f_7 - умова граничного співвідношення сторін січення спіралі.
 Застосовувачи умову Куна-Таккера, можна зробити висновок,
 що в розглядуваній задачі існують такі множники $U_i \geq 0$, $i = 1, 2, \dots, 6$, що $U_i f_i \geq 0$ і $\delta\varphi(x, U)/\delta x = 0$,
 де f_i - функції обмеження;

$$\varphi(x, U) = f_0 + \sum_{i=1}^7 U_i f_i - \text{функція Лагранжа.}$$

В результаті дослідження функціоналу якості на оптимум розроблена методика розрахунку оптимальних параметрів спіралей шнеків. В якості змінних параметрів приймалися:

- $x_1 = D$ - зовнішній діаметр спіралі;
- $x_2 = D/B$ - відношення ширини стрічки до діаметра спіралі;
- $x_3 = H/B$ - відношення товщини стрічки до ширини;
- $x_4 = T/D$ - відношення кроку спіралі до його діаметра.

За першою схемою (т.А, рис.9) вони визначалися із співвідношень

$$x_1 = D = \sqrt[3]{\frac{2Q(x_4^2 + \pi k_\varphi^2)}{\varphi_0 \pi k_\varphi x_2 (1-x_2) x_4 (\pi k_\varphi - \mu k_\varphi) \psi}} \quad (22)$$

$$x_2 = \frac{B}{D} = \frac{1 - \sqrt{\pi^2 - (\psi_{\text{доп}}^2 - 1)x_4^2 / (\pi^2 \psi_{\text{доп}}^2)}}{2} \quad (23)$$

$$x_3 = \frac{H}{B} = [(\pi(1-x_2) + tx_4) / (2\psi(1-x_2))] \times$$

$$\times \left[1 + \sqrt{1 + 4\pi \frac{\pi(1-x_2)t - x_4}{\pi(1-x_2) - tx_4}} \right] \quad (24)$$

де

$$t = \frac{(1-x_2)(\pi k_\varphi - \mu k_\varphi)}{k_\varphi k_M (x_4 + \pi k_\varphi)}$$

$$m = \frac{x_1^6 x_2^6 w^2 (1 - \gamma_{\text{зг}})^2 [\sigma]^2 [1 + x_4^2 / (\pi^2 - \pi^2 x_2^2)]}{[36Q^2 \gamma_0 (H_n + W L_n)]^2};$$

k_M - коефіцієнт, що враховує тертя між спіраллю і руко-
вом;

k_φ - коефіцієнт розрахункового радіуса інерції потоку
вантажів;

$$k_\varphi = 2\rho_{\text{л}}/D = 0,5(1 + \sqrt{1 - \varphi_0}) \frac{\Gamma_p}{D},$$

$\gamma_{\text{зг}}$ - коефіцієнт, що враховує долю змінних напружень при згині
траси, $\gamma_{\text{зг}} = 0,2 \dots 0,3$;
 $W = 15 \dots 25$.

Значення параметра $x_4 = T/D$ слід приймати конструктивно в
межах

$$x_4 = 0,6 \dots 0,8.$$

Якщо $x_3 = H/B$ не задовольняло умови стійкості полози при на-
виванні, тоді $x_2 = B/D$ визначали числовим методом з приведено-
го в розділі співвідношення. Положення точки оптимуму в цьому
випадку відповідає т. В.

Номограма для визначення оптимальних конструк-
тивних параметрів гнучкого гвинтового конвейера

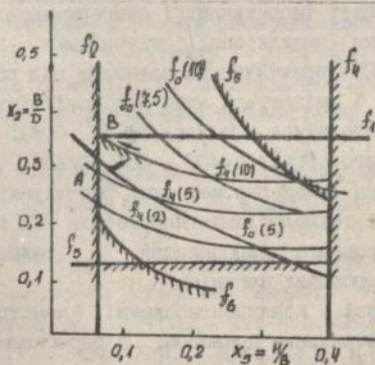


Рис. 9.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ.

1. Розроблена загальна теорія руху вантажу в ГТК, яка дозволила розкрити закономірності руху потоку при довільному розміщенні траси транспортування. визначити шляхи дальшого вдосконалення і створення нових робочих органів ГТК. Встановлені залежності для визначення продуктивності транспортування, швидкості переміщення вантажу, силових та інших параметрів, потрібних для конструювання ГТК.

2. На основі математичного моделювання розроблено теоретичне і технологічне забезпечення виготовлення гвинтових спіралей з питомою висотою січення $I_5 - 20$, які є основою для розробки нових високоефективних ГТК.

3. Проведена оптимізація конструктивних параметрів ГТК. Складені і розв'язані рівняння функціоналів якості з врахуванням продуктивності, конструктивних, технологічних, економічних і фізичних обмежень.

4. В результаті оптимізації цільової функції при заданих обмеженнях на проектування ГТК визначені основні конструктивні параметри спіралей шнеків, які забезпечують їх мінімальну матеріалоемкість і вартість. Оптимальні перерізи робочих органів ГТК в залежності від силових режимів роботи доцільно вибирати з питомою висотою $I_2 - I_7$ і кроком спіралі $T = (0,5 - 0,7)D$ на вході системи і $T = (0,6 - 0,8)D$ на виході системи.

5. В результаті теоретичних і експериментальних досліджень з використанням швидкісної кінозйомки встановлено, що продуктивність ГТК практично не залежить від розміщення траси транспортування і змінюється лише від коефіцієнта завантаження, який повинен знаходитись в межах $(0,6 \dots 0,8)D$ при швидкостях обертання робочого органу $n = 400 - 600$ об/хв.

6. Розроблена інженерна методика розрахунку і проектування конструктивних і технологічних параметрів ГТК на основі умов сільськогосподарського виробництва і технологічних основ виготовлення їх робочих органів.

7. Розроблені конкурентноздатні конструкції ГТК з консольним і центральним приводом, з пересипом продуктивністю $5 - 20$ т/год, які забезпечують екологічно чисті технологічні процеси. Розроблені пристрої і обладнання для їх виготовлення, нбвизна яких захищена 16 авторськими свідоцтвами на винаходи і

двома позитивними рішеннями на патенти. Використання спіралей, виготовлених в допомогою цих пристроїв, дає можливість зменшити металоємкість у 1,8 - 2 рази.

8. Розроблена конструкція вимірничого інструменту для одночасного вимірювання всіх конструктивних параметрів шнека - зовнішнього і внутрішнього діаметрів, ширини стрічки, кроку спіралі і кута нахилу витка.

9. В результаті впровадження у виробництво нових технічних рішень, отримано річний економічний ефект в розмірі 495800 крб. в цінах 1991 року.

Основний зміст і висновки дисертації викладені в таких роботах.

1. Пилипець М.І. Розробка і дослідження роботи гнучких гвинтових конвейєрів // Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні: Тез. доп. н.-т. конф. - Тернопіль, ТПІ, 1992. - с. 129.

2. Пилипець М.І. Оптимізація гнучких гвинтових конвейєрів // Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні: Тез. доп. н.-т. конф. - Тернопіль, ТПІ, 1992.- с. 83.

3. Гевко В.М., Пилипець М.І., Гнучкі подаючі механізми // Машиностроитель. - 1989.- №5. - с. 18-19.

4. Пилипець М.І. Некоторые вопросы автоматизации технологического процесса изготовления спиралей шнеков // Автоматическое манипулирование объектами и технологическая оснастка в станках с ЧПУ и ГПС: Тез. докл. на н.-т. конф. - Тернополь, 1988.- с. 35.

5. Гевко В.М., Пилипець М.І. Исследование процесса проточки шнеков // Технология и организация производства. - 1985. - №3. - с.18-19.

6. Гевко В.М., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Приспособление для навивки спіралей шнеков // Машиностроитель. - 1986. - №3. - с.16.

7. Гевко В.М., Пилипець М.І. Приспособление для измерения конструктивных параметров спиралей шнеков // Технология и организация производства. - 1990. - №1. - с. 21.

8. Пилипець М.І., Гевко В.М., Дубик О.И. и др. Приспособление для непрерывной навивки спиралей шнеков // Информ. листок о в/т достижениях - 83-052 Львовский МГ ЦНТИ. - Львов, 1983.

9. Гевко В.М., Пилипець М.І., Рогатинський Р.М. и др. Прис-

пособление для навивки полосы в спираль на ребро // Информ. листок о н/т достижениях N87-010 Львовский МГ ЦНТИ. - Львов, 1987.

10. Гевко Б.М., Пилипец М.И., Рогатынский Р.М. и др. Приспособление для калибровки витка спирали по шагу // Информ. листок о н/т достижениях N87-015 Львовского МГ ЦНТИ. - Львов, 1987.

11. А.с. № 1225642 СССР, МКИз В 21 Д II/06. Устройство навивки полосы в спираль на ребро / Б.М.Гевко, Р.М. Рогатынский, М.И. Пилипец, - № 3675663/25-27; Заявлено 21.12.83; опубл. 23.04.86 Бюл. №15.

12. А.с. № 1225643 СССР, МКИз В 21 Д II/06. Устройство для калибровки витка спирали по шагу / Б.М. Гевко, М.И. Пилипец, О.И. Дубик и др. - № 3800977/25-27; Заявлено 15.10.84; опубл. 23.04.86, Бюл. №15.

13. А.с. № 1140890 СССР, МКИз В 23 В 5/48. Способ обрабатываемых прерывистых поверхностей / Б.М. Гевко, М.И. Пилипец, - № 3658783/25-08; Заявлено 28.09.83; опубл. 23.02.85, Бюл. №7.

14. А.с. № 1299653 СССР, МКИз В 21 Д II/06, В 21 3/04. Приспособление к токарному станку для непрерывной навивки спиралей / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский, М.И. Пилипец. - № 3747439/25-27; Заявлено 06.06.84; опубл. 30.03.87, Бюл. №12.

15. А.с. № 1315369 СССР, МКИз В 65 33/16. Гибкий винтовой конвейер / Б.М. Гевко, Р.В. Гевко, Р.М. Рогатынский, М.И. Пилипец и др. - № 4014330/27-03; Заявлено 31.01.86; опубл. 07.06. 87. Бюл. № 21.

16. А.с. № 1377563 СССР, МКИз ОI В 3/20. Инструмент измерения параметров спиралей шнеков / М.И. Пилипец, Б.М. Гевко. - № 3939068/25-28; Заявлено 07.08.85; опубл. 29.02.88. Бюл. № 8

17. А.с. № 1451079 СССР, МКИз В 65 33/16, 33/26. Гибкий винтовой конвейер / Б.М. Гевко, Р.В. Гевко, Р.М. Рогатынский, М.И. Пилипец, и др. - № 4144350/27-03; Заявлено 03.11.86; опубл. 15.01.89. Бюл. № 2.

18. А.с. № 1563807 СССР, МКИз В 21 Д II/06. Устройство для непрерывной навивки спиралей шнеков / Б.М.Гевко, М.И.Пилипец, Р.М.Рогатынский и др. - № 4386619; Заявлено 18.01.88; опубл. 15.05.90. Бюл. №18.

19. А.с. № 1610224 СССР, МКИз ОI В 3/20. Устройство для измерения гесметрических параметров спирали шнека / Б.М.Гевко, Ю.Б.Капаццла, М.И.Пилипец, и др. - № 4462683/25-28; Заявлено

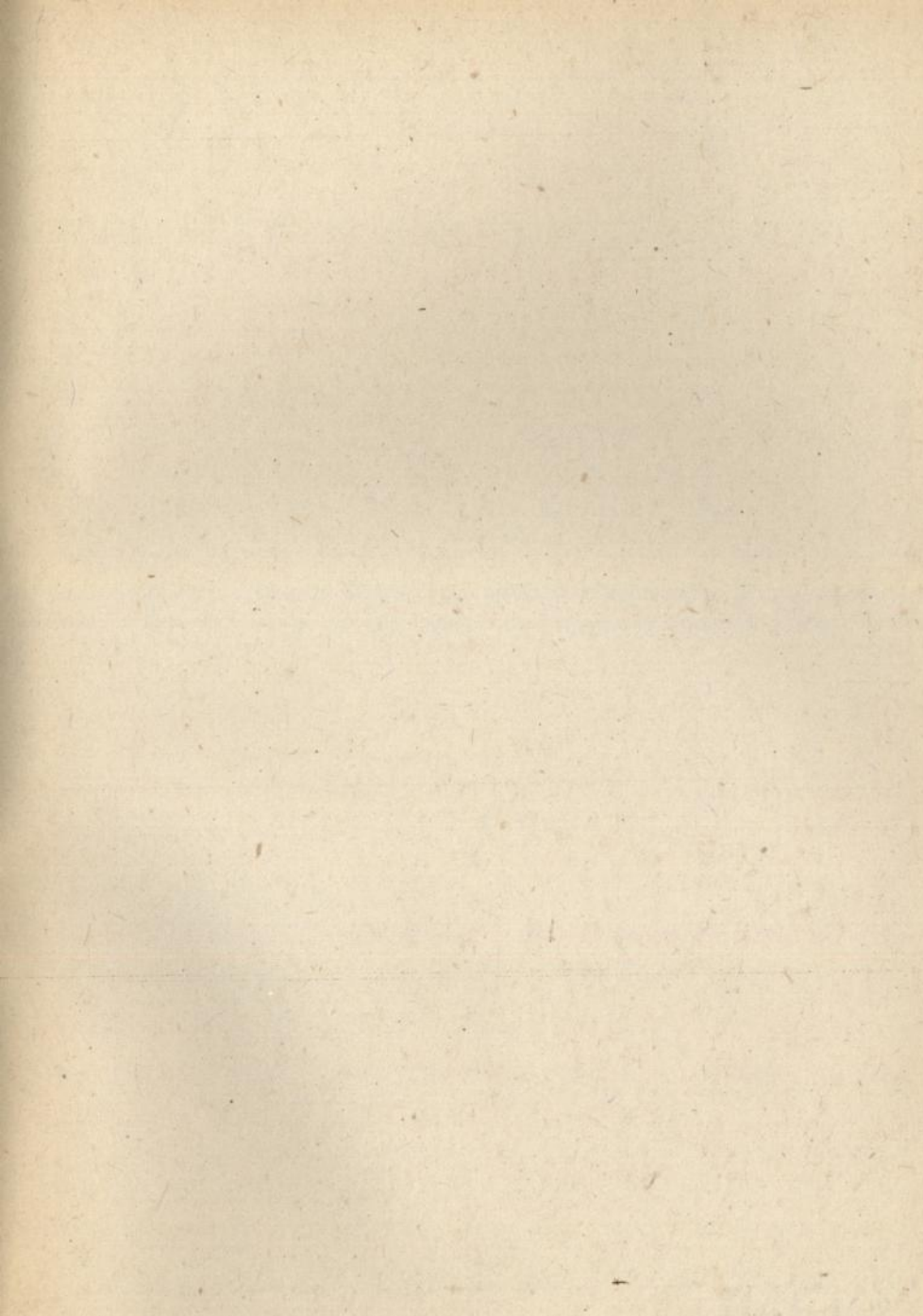
18.07.88. Опубл. 30.11.90. Бюл. № 44.

20. А.с. № 1611505 СССР, МКИз В 21 Д 11/06. Способ изготовления спиралей шнеков и устройство для его осуществления / О.Н.Шаблій, Б.М.Гевко Р.М.Рогвинский, М.И.Пилипец и др. - № 464357/31-27; Заявлено 10.11.88; опубл. 07.12.90. Бюл. №45.

21. А.с. 1666408 СССР, МКИз В 65 33/16, 33/26. Гибкий винтовой конвейер / М.И. Пилипец, Б.М. Гевко, Д.Л.Раднк и др. - № 4617131/03; Заявлено 21.09.83; опубл. 30.07.91. Бюл. №28.

22. А.с. 1738737 СССР, МКИз В 65 G 33/16. Гибкий винтовой конвейер / Б.М. Гевко, М.П. Копак, И. Б. Гевко, М. И. Пилипец - №4328 783/03; Заявлено 23.05.90; опубл. 07.06.92. Бюл. №21.





465168

Ав 27.346