

ЛУЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ВІТРОВИЙ Андрій Орестович

УДК 631.3.01

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ
РОБОТИ МОДУЛЬНОГО ГВИНТОВОГО АГРЕГАТУ**

05.20.01 – механізація сільськогосподарського виробництва

ДИСЕРТАЦІЯ

На здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Луцьк-1999

ВСТУП

Технологічні процеси збирання і переробки сільськогосподарської продукції містять значну кількість трудомістких вантажно-розвантажувальних і транспортних операцій. Підвищення рівня механізації таких технологічних процесів із застосуванням нових способів переміщення сипких вантажів є актуальним завданням сільськогосподарського виробництва в Україні.

Одним з перспективних напрямків у вирішенні даної проблеми є розробка засобів механізації вище згаданих процесів на базі гвинтових агрегатів, які забезпечують транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах при вільному розташуванні робочого органа в гнучкому кожусі. Однак, існуючі конструкції гвинтових агрегатів мають ряд недоліків: недостатню надійність та довговічність смугових спіралей, які не витримують знакозмінних циклічних навантажень, що виникають в процесі їх роботи; високу металомісткість агрегатів; значне пошкодження насінневого матеріалу. Відомі методики проектування робочих процесів гвинтових агрегатів побудовані, в основному, на використанні табличних значень та емпіричних залежностей і не в повній мірі відповідають сучасним вимогам, оскільки ґрунтуються лише на загальних оптимізаційних моделях даних агрегатів.

Отже, обґрунтування параметрів технологічних процесів переміщення сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах, розробка нових робочих органів для їх виконання, методик оптимізації їх конструктивних та технологічних параметрів і адекватних математичних моделей процесів транспортування для підвищення технічного рівня таких засобів механізації є актуальною проблемою сільського господарства України.

Робота виконана відповідно до: координаційного плану важливих науково-дослідних робіт ВУЗів України на 1996-2000 р.р.; Української державної програми виробництва машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловостей.

Мета роботи: підвищення техніко-економічних параметрів технологічного процесу переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів гнучким гвинтовим робочим органом виконаним у вигляді шарнірно з'єднаних секційних гвинтових елементів з оптимізацією його конструктивно-технологічних параметрів.

Завдання досліджень: визначити параметри технологічного процесу переміщення сипких матеріалів по криволінійних трасах модульним гвинтовим агрегатом (МГА) з розробленим новим робочим органом; вивести аналітичні залежності взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів з'єднань гвинтових секцій з умови підвищення надійності та мобільності функціонування МГА; розробити динамічну модель даного технологічного процесу з врахуванням різних варіантів навантаження на робочий орган; на основі механіко-математичних розрахунків і даних експериментальних досліджень запропонувати методи вибору оптимальних технологічних і конструктивних параметрів процесу переміщення сільськогосподарських матеріалів; розробити інженерну методіку проектування технологічних і конструктивних параметрів засобів механізації процесу переміщення матеріалів по криволінійних трасах.

Наукова новизна одержаних результатів. Досліджено технологічний процес переміщення сипких матеріалів по криволінійних трасах модульним гвинтовим агрегатом, робочий орган якого виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних секційних гвинтових елементів. На основі кінетостатичного аналізу виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів робочого органа, розроблена динамічна модель технологічного процесу переміщення матеріалу створеним агрегатом по криволінійних трасах. Запропоновано методи вибору раціональних технологічних і конструктивних параметрів процесу транспортування сипких вантажів на основі механіко-математичних розрахунків. Створена оптимізаційна модель технологічного процесу, яка містить цільову функцію по експлуатаційних витратах і технологічній собівартості, а також обмеження на зміну незалежних функціональних і конструктивних параметрів. У загальному вигляді вирішена нелінійна задача

оптимізації технологічних і конструктивних параметрів даного технологічного процесу та розроблена інженерна методика їх проектування. Запропоновано нові робочі органи МГА, технічна новизна яких захищена патентами на винаходи.

Практичне значення одержаних результатів. На базі теоретичних і експериментальних досліджень розроблено принципово новий засіб механізації транспортування сільськогосподарських матеріалів криволінійними трасами, що виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних секційних гвинтових елементів. Ресурс роботи якого збільшено в 5,2 рази, порівняно з існуючими, при довжині робочого органа 10м і мінімальному радіусі згину $R_{min}=1,0\text{м}$; дроблення зерна при цьому зменшено на 5-6%. До переваг запропонованого МГА також слід віднести його високу ремонтнопридатність за рахунок можливості швидкої заміни окремих зруйнованих секцій. Даний робочий орган можна використати для механізації сільськогосподарського виробництва при переміщенні, змішуванні, подрібненні, очищенні і в інших технологічних процесах, де на сьогоднішній день застосовуються жорсткі шнеки. Використання розробленої інженерної методики проектування технологічного процесу, створеної на основі аналізу і розв'язку складеної оптимізаційної задачі, дозволило в середньому скоротити матеріаломісткість модульного гвинтового агрегату на 10...15% і зменшити енергомісткість процесу на 5...10%. Запропонований МГА впроваджено на СМП «Універст» (м.Тернопіль), де було виготовлено п'ять дослідних взірців, які використовуються для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів підприємствами Тернопільської області.

Особистий внесок здобувача. Виведені аналітичні залежності для визначення радіуса кривизни траси транспортування і крутного моменту від технологічних та конструктивних параметрів робочого органа. Проведено силовий розрахунок механізму натягу троса гвинтових секцій. Розроблена і досліджена динамічна модель технологічного процесу переміщення матеріалу. Запропоновано методику розрахунку на міцність гвинтових лопатей. На основі методів оптимізації розроблено інженерну методику проектування технологічних і конструктивних

параметрів засобів механізації процесу. Частка кожного автора в технічних рішеннях, захищених патентами України - рівноцінна.

Апробація роботи. Основні положення роботи доповідались на 3-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (1997р.), на науковій конференції Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування", присвяченій 100-річчю з дня заснування НАУ (1997р.), на розширеному науковому семінарі кафедри ТМ Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1999р.), на засіданні тематичного семінару «Розробка і дослідження технологічних процесів, конструкції машин і механізмів» Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1999р.), на науково-практичній конференції викладачів Луцького державного технічного університету (1999р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 6 друкованих робіт і отримано 3 патенти України на винаходи.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи складає 132 сторінки машинописного тексту, включає 44 рисунки, 6 таблиць, перелік посилань із 125 назв, та додатки.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Способи мобільного механізованого транспортування продуктів в сільськогосподарському виробництві

Для механізованого транспортування сипких матеріалів у сільськогосподарському виробництві і роздаванні кормів на тваринницьких фермах широко застосовують машини безперервного транспорту, які за конструктивною схемою робочого органу поділяються на стрічкові, ланцюгово-пластичні, ковшові, скребкові, шайбові, гвинтові, вібраційні та пневматичні [61, 67, 68].

Стрічкові транспортери призначені для переміщення різних вантажів у горизонтальному або похилому напрямках і можуть бути стаціонарними або пересувними. Вони містять приймальну та розвантажувальну воронки, раму з роликками, натяжну та привідну станції. Як несучий тяговий орган транспортера використовують прогумовану або бавовняну стрічку шириною 300...800мм, яка охоплює ведучий і ведений шків і опирається на роликки.

Швидкість руху стрічки транспортера регулюється залежно від фізико-механічних властивостей матеріалів і встановлюється для овочів і коренебульбоплодів 0,3...0,4м/с, для муки і висівків 1,0...2,0м/с, для зерна 1,5...3,0м/с.

Продуктивність Q (т/год) стрічкових транспортерів визначається за залежністю [6]:

$$Q=3600 \cdot F \cdot \gamma \cdot V, \quad (1.1)$$

де F - площа поперечного перерізу матеріалу на стрічці, м²;

γ - насипна маса матеріалу, т/м³;

V - швидкість стрічки, м/с.

Особливістю ланцюгово-пластинчастих транспортерів є застосування ланцюгової передачі для переміщення еластичного полотна з пластинчастими перегородками. Як правило, такі типи транспортерів застосовують для механізованого роздавання кормів на фермах для великої рогатої худоби.

Ковшові елеватори застосовують для вертикального і похилого переміщення матеріалів. Норії призначені для безперервного вертикального піднімання сипких матеріалів (дерті, комбікорму, зерна і т.д.).

Продуктивність Q (т/год) ковшових елеваторів [6]

$$Q = 3,6 \cdot \gamma \cdot \frac{i}{a} \cdot V \cdot \varphi, \quad (1.2)$$

де γ - насипна маса, кг/дм³;

i - місткість ковша, л;

V - швидкість руху стрічки або ланцюга, м/с;

φ - коефіцієнт заповнення ковша (для зерна і дерті дорівнює 0,75...0,85, для картоплі 0,5...0,6 і коренеплодів 0,3...0,4);

a - відстань між ковшами.

Скребкові транспортери використовують для горизонтального і похилого переміщення коренебульбоплодів, силосної маси, грубих кормів і гною. Вищерозглянуті типи транспортерів мають один характерний недолік. Вони можуть переміщувати матеріал лише по прямолінійних трасах і переважно стаціонарно монтуються в технологічні лінії.

Окреме місце займають трубчасті скребкові (шайбові) конвеєри, які транспортують сипкі матеріали по складних трасах з вертикальними і горизонтальними ділянками. На рис.1.1 зображений робочий орган шайбового конвеєра італійської фірми «Falcon», який призначений для роздавання кормів на тваринницьких фермах.

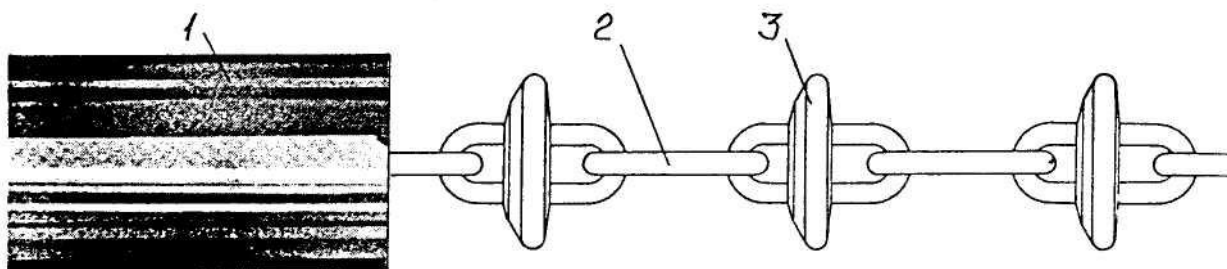


Рис.1.1 Робочий орган шайбового конвеєра

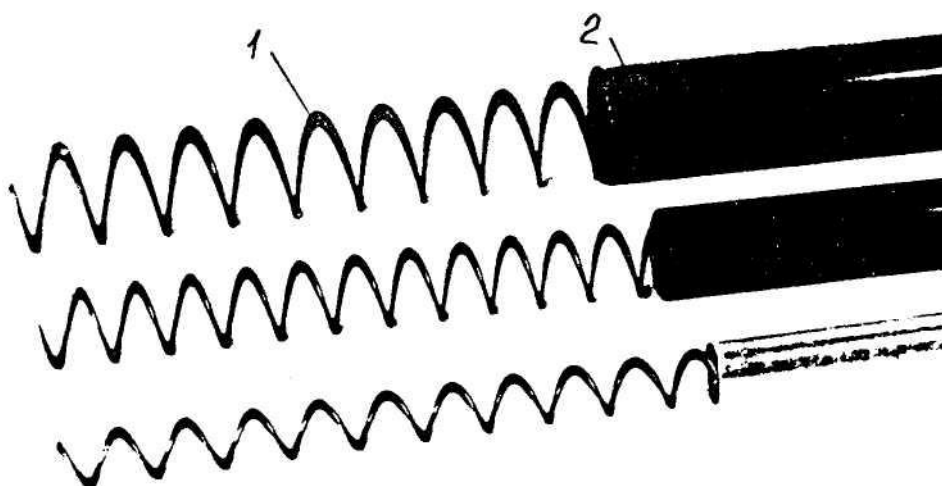


Рис.1.2 Безвальний шнековий транспортер

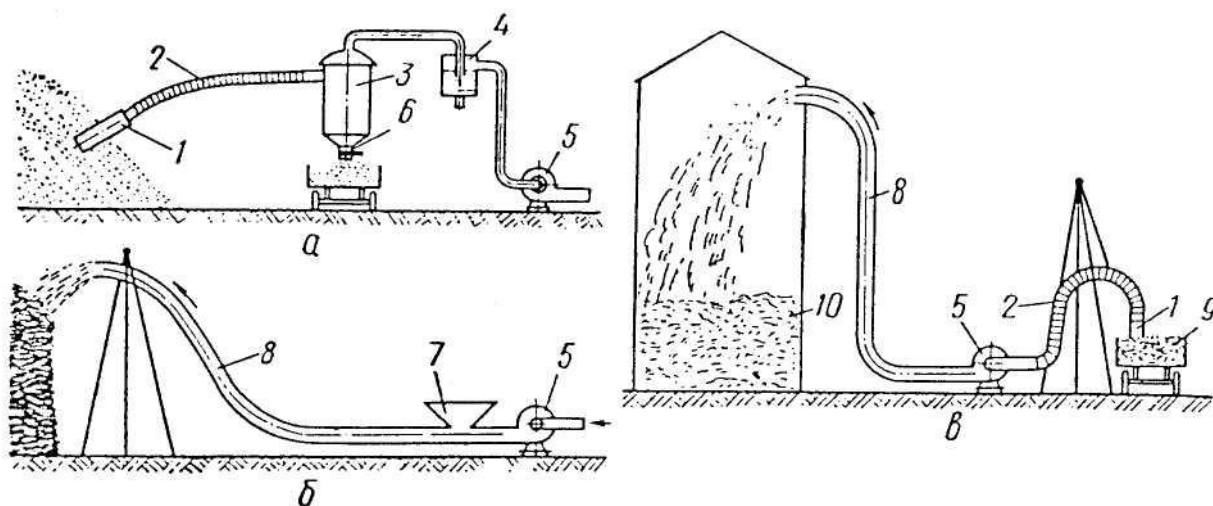


Рис.1.3 Схеми пневматичних транспортерів:

а-всмоктуючого; б-нагнітального; в-змішаного:

1-сопло, 2-всмоктуючий трубопровід, 3-циклон, 4-фільтр, 5-вентилятор, 6-затвор, 7-бункер, 8-вивантажувальний трубопровід, 9-пригін, 10-сховище

Такий робочий орган складається з ланцюга 2 або тросу, на якому закріплені шайби 3, він розташовується в направляючому кожусі 1. Транспортер також містить привідну та натяжну станції та систему труб.

Продуктивність трубчатого конвеєра Q (т/год) визначається за залежністю

$$Q = 3600 \cdot \frac{D^2}{4} \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi, \quad (1.3)$$

де D - внутрішній діаметр труби;

V - швидкість ланцюга, м/с (0,15...0,4);

ψ - коефіцієнт заповнення перерізу труби, що дорівнює 0,85...0,9.

Не зважаючи на те, що даний тип транспортеру може переміщувати матеріал по криволінійних трасах, сама траса може бути тільки стаціонарною, що значно знижує функціональні можливості транспортера такого типу.

Гвинтові транспортери (шнеки) використовують для горизонтального та похилого переміщення сипких кускових матеріалів. Діаметр і крок шнека вибирають залежно від запланованої продуктивності і фізико-механічних властивостей транспортування кормів. Гвинтові поверхні шнека можуть бути суцільними, спіральними і лопатевими.

Згідно [6] продуктивність Q (т/год) гвинтового транспортера визначається:

$$Q = 47 \cdot D^2 \cdot S \cdot \psi \cdot n \cdot V \cdot k, \quad (1.4)$$

де D - діаметр шнека, м;

S - крок, м;

ψ - коефіцієнт заповнення жолоба;

n - частота обертання шнека, об/хв;

V - об'ємна маса матеріалу, т/м³;

k - коефіцієнт, який залежить від нахилу шнека до горизонту і має значення: 0°-1; 10°-0,8; 20°-0,65; 30° 0,6; 40°-0,5; 50°-0,48; 60°-0,44.

Новим напрямком в розвитку спіральних конвеєрів є використання в якості робочого органу безвальних шнеків 1, розташованих в направляючих трубах 2 (рис.1.2) які виготовляють ряд зарубіжних фірм, серед котрих "SVEA" (Швеція); "Falcon" (Італія) та ін.

Значну мобільність такі транспортери отримують при застосуванні гнучких кожухів. Як відомо [6, 92, 93], за кордоном для транспортування сипких кормів великого поширення набули спіральні-гвинтові конвеєри, які мають вигляд гвинтової пружини круглого поперечного перетину, що обертається, вміщеної в циліндричному кожусі. Такі конвеєри мають ряд переваг:

- порівняно з шнеками працюють на вищих частотах обертання, що дає можливість здійснювати їх привід безпосередньо від електродвигуна без понижуючого редуктора і створювати більш компактні установки;

- матеріал може транспортуватись по складній кривій з різними радіусами кривизни;

- завдяки еластичності робочого органу і відсутності проміжних опор зменшуються ударні навантаження транспортованого матеріалу і зменшується його дроблення.

Продуктивність спіральних-гвинтових конвеєрів збільшується прямо пропорційно частоті обертання. Найекономічнішою частотою обертання для спіралей діаметром 50...100мм є 750...1200об/хв [5,6,24]. Основні недоліки такого типу конвеєра - низька продуктивність спіральної пружини, технологічна складність виконання робочого органу значної довжини і низька експлуатаційна надійність.

Пневматичні транспортери застосовують для переміщення матеріалів (зерна, дерті, полови, сіна, сінажу та ін.) по трубах струменем повітря. Процес транспортування герметизований. Пневматичні транспортери прості за будовою і мають високу продуктивність, проте вони характеризуються значними енерговитратами. Так за даними Ф.К.Іванченка [43] пневмотранспортери мають високий питомий розхід енергії (у 8...14 разів більший, ніж в інших типів конвеєрів). Також інтенсивно зношуються трубопроводи, особливо в місцях згину.

За способом переміщення вантажів пневматичні транспортери (рис.1.3) можна поділити на всмоктуючі, нагнітальні і змішані.

Всмоктуючі транспортери застосовують для розвантаження сипких матеріалів з вагонів і автомашин із спеціальним соплом на забірному кінці.

Нагнітальні транспортери призначені для транспортування матеріалу на значні відстані. Матеріал подається через завантажувальний бункер в трубопровід і розвантажується за допомогою циклона або спеціального розвантажувача. У циклоні повітря відділяється від транспортованого матеріалу.

У змішаній установці транспортований матеріал засмоктується у вентилятор, і далі робота йде за схемою нагнітального пневмотранспортера.

Швидкість повітря в трубопроводі залежить від швидкості витікання продукту і коефіцієнта концентрації суміші (за масою) μ , який визначається за залежністю [6]

$$\mu = \frac{Q_m}{Q_g}, \quad (1.5)$$

де Q_m і Q_g -відповідно маси транспортованих матеріалу і повітря, що проходять по трубопроводу за одиницю часу, кг.

Потрібний розхід повітря V_g (м³/год) визначають за формулою [6]

$$V_g = \frac{Q}{3,6 \cdot \mu \cdot \gamma_g}, \quad (1.6)$$

де Q -продуктивність установки, т/год;

γ_g -густина повітря, $\gamma_g \approx 1,24$ кг/м³.

Надзвичайна мобільність пневмотранспортерів дозволила суттєво розширити їх функціональні можливості, особливо при роботі в польових умовах. Так, на рис.1.4 і 1.5 зображено схему роботи пневмотранспортера в полі та його можливі технологічні схеми. Подібні типи пневмотранспортерів випускають ряд

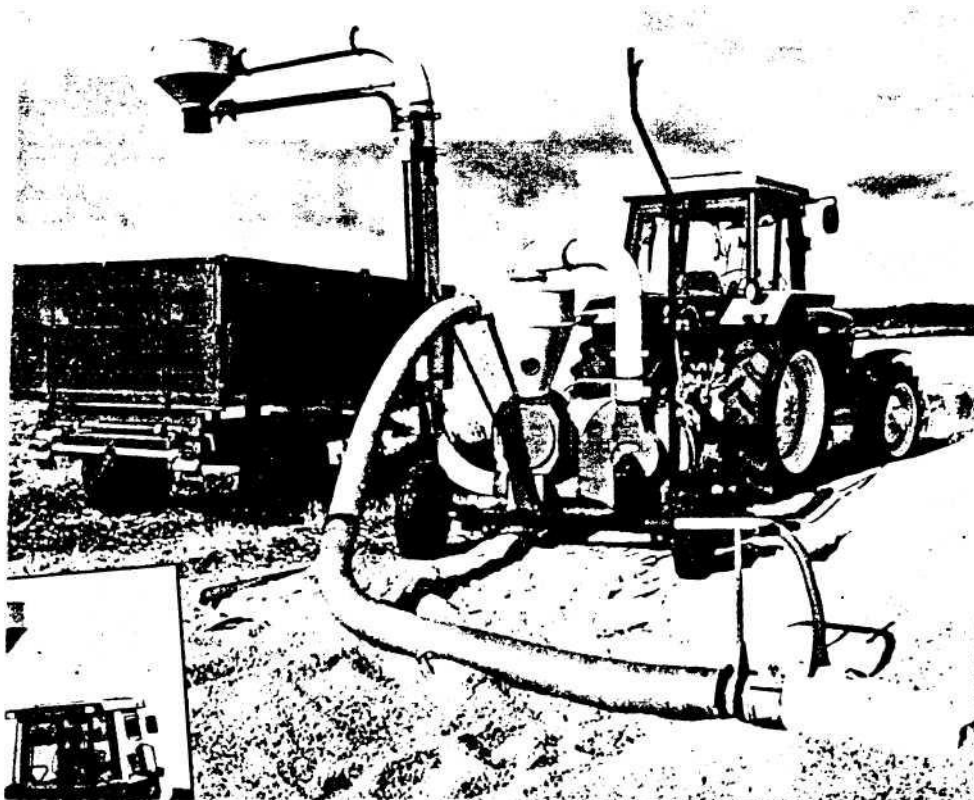


Рис.1.4 Схема роботи пневмотранспортера фірми «Riela» в польових умовах

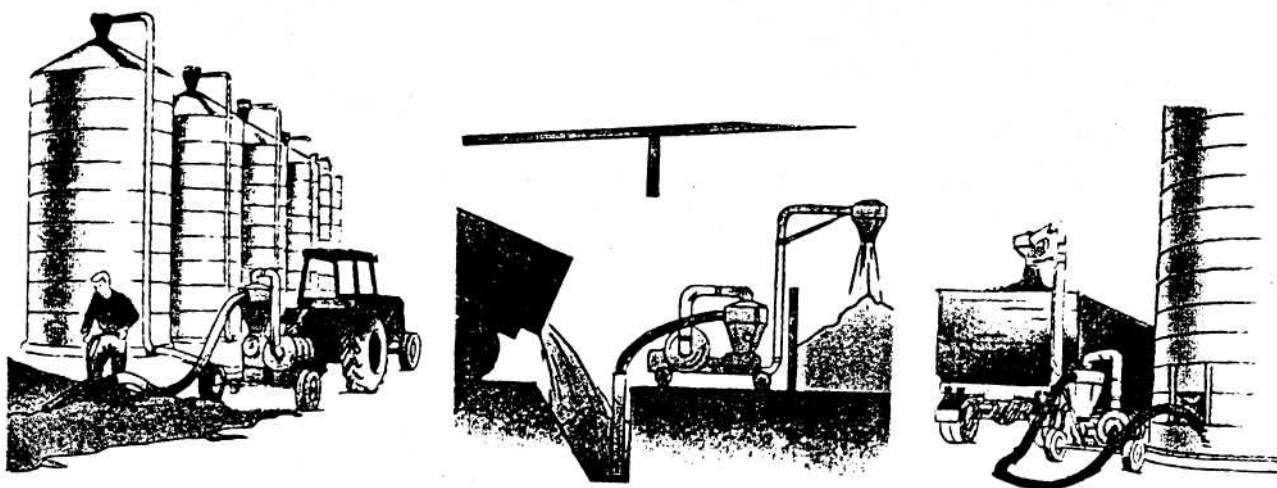


Рис.1.5 Технологічні схеми транспортування сипких матеріалів пневмотранспортерами

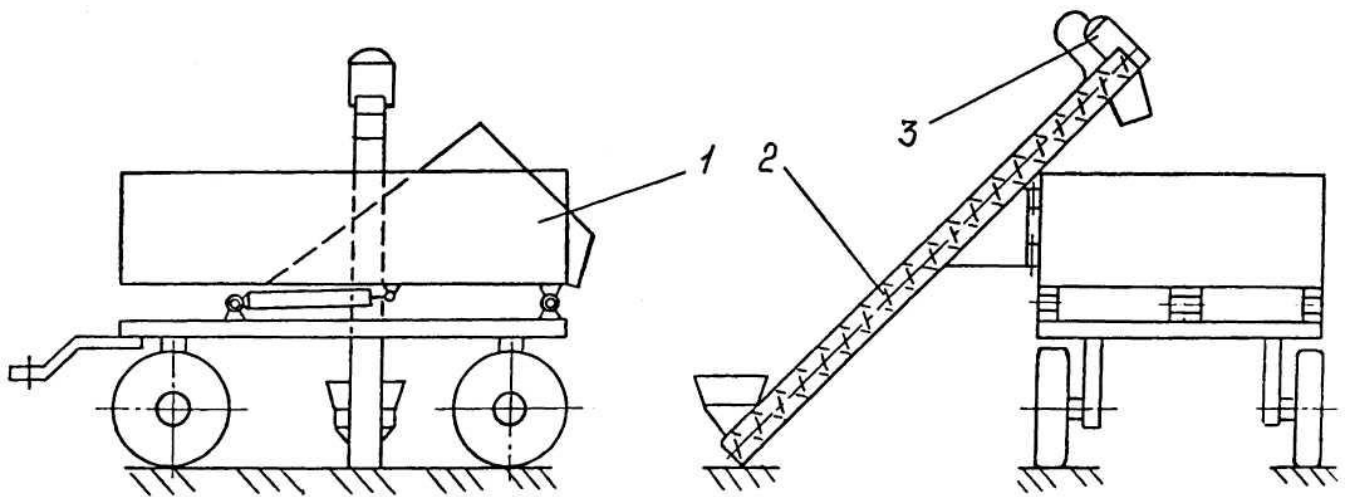
західноєвропейських країн, серед яких найбільш потужними є "Riela" (ФРН) та "Hecson" (Нідерланди). Незважаючи на значні енерговитрати та високу вартість таких установок (25...30 тис. DM), завдяки своїй мобільності, дані типи пневмотранспортерів знайшли широке застосування за кордоном.

При створенні нових типів систем механізованого переміщення сипких вантажів у сільськогосподарському виробництві доцільно застосувати ефект мобільності пневмотранспортерів та незначні енерговитрати гвинтових конвеєрів. Так, в інституті механізації та електрифікації сільського господарства УААН під керівництвом В.Адамчука, В.Ратушного, В.Онищенка розроблений універсальний агрегат до самохідного шасі [1, 2]. Він призначений для роботи з різними сипкими сільськогосподарськими матеріалами, наприклад, зерном, мінеральними добривами та комбікормами в режимах механізованого саморозвантаження, транспортування, вивантаження, перевантаження і розсіювання перших двох по поверхні поля. Принципові схеми виконання різних технологічних процесів, які здійснює агрегат, зображено на рис. 1.6. Завантажувач складається із заднього борта 1, шнекового конвеєра 2 з гідравлічним приводом 3.

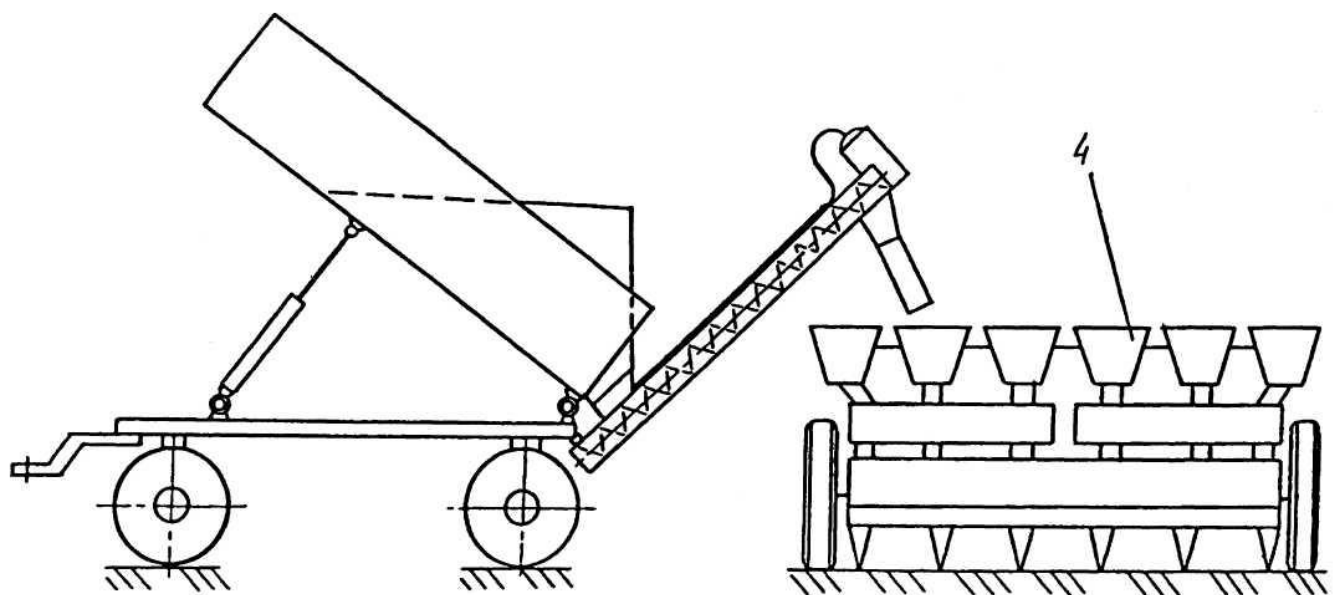
Борт завантажувача, що монтується замість заднього причепа, виконано у вигляді зрізаної піраміди, конфігурація елементів якої забезпечує засипання матеріалу через впускну воронку, обладнану шиберною заслінкою, в завантажувальну горловину приймальної частини шнекового конвеєра при перевертанні платформи причепа назад.

Технологічний процес пристрою наступний. Завантаження причепа забезпечується шляхом переведення шнекового конвеєра з транспортного положення на самозавантаження (рис.1.6,а), далі знімають люк нижнього випускного вікна в приймальній частині конвеєра і вмикають гідропривід останнього. Гвинт конвеєра захоплює матеріал (зерно, добрива) і транспортує його до випускного вікна, звідки через вивантажувальний рукав направляє на платформу причепа.

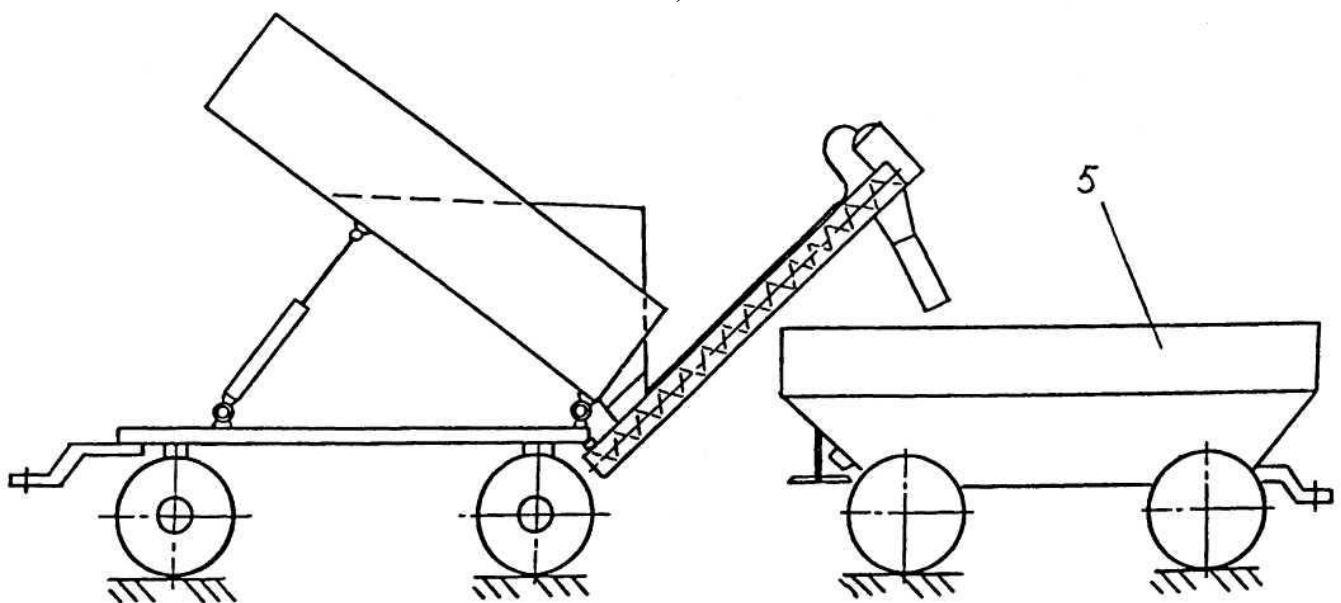
В польових умовах шнековий конвеєр розташовується позаду причепа, де попередньо відкривають шиберну заслінку і починають повільно піднімати



a)



б)



в)

Рис.1.6 Універсальний транспортуючий агрегат до самохідного шасі

платформу причепа. Матеріал самопливом надходить у завантажувальну горловину конвеєра, а далі в технологічні ємкості агрегатів, наприклад, в завантажувальні бункери сівалок 4 (рис.1.6,б) або в кузов розкидача 5 мінеральних добрив (рис.1.6,в).

При виробничих випробуваннях встановлені наступні технологічні можливості та показники завантажувача [2]: вантажомісткість - 3,5т; пропускна здатність на матеріалі з насипною густиною 1100кг/м^3 - 50т/год; пошкодження гранул мінеральних добрив - до 3%, насіння зернових культур - до 1%. При цьому варто відмітити, що пропускна здатність конвеєра 50т/год, є суттєво завищена (можливо допущена механічна помилка), оскільки в модернізованому агрегаті для фермерських господарств в аналогічних умовах роботи автори [1] вказують цифру 5т/год.

До переваг даного універсального агрегату, в першу чергу, відносяться його мобільність в польових умовах і суттєве розширення функціональних можливостей.

Однак, як видно з рис. 1.6,б і з фотографії, наведеній в статті [1, 2], для завантаження в бункери сівалок зернового матеріалу необхідно маневрувати енергетичними засобами, що знижує як продуктивність механізованого завантаження сипкими матеріалами, так і ускладнює трудомісткість цих процесів.

Вищевказані недоліки можна було б досить легко усунути, якщо б в еластичному кожусі замість жорсткого шнека застосувати гнучкий гвинтовий робочий орган.

Тому в дисертаційній роботі буде розглянуто процес роботи принципово нового типу робочого органу модульного гвинтового агрегату з метою розширення його експлуатаційних можливостей і підвищення технологічної надійності.

1.2. Аналіз конструкцій робочих органів МГА

В зв'язку з недостатнім рівнем наукових основ для визначення оптимальних конструктивних параметрів гнучких гвинтових робочих органів, а саме для забезпечення відповідного рівня їх технологічної надійності, гнучкі агрегати із смуговою спіраллю на даний час широкого застосування не знайшли. В першу

чергу це пояснюється низькою стійкістю спіралей шнеків при їх роботі на криволінійних трасах, яка при радіусі транспортування 1,2...1,5м не перевищує 50...60год [23].

В той же час гнучкі транспортери з пружиною круглого поперечного перетину досить широко використовуються в сільськогосподарському виробництві, особливо, для механізованого роздавання кормів в птахівництві. Однак, як свідчать результати експериментальних досліджень, продуктивність таких транспортерів в декілька разів (4...6, згідно [19, 20, 86]) поступається продуктивності, з якою працюють смугові гвинтові механізми.

Враховуючи те, що основні дослідження в дисертаційній роботі спрямовані на підвищення технічного рівня МГА із смуговими робочими органами, розглянемо основні типи і характерні принципові схеми відомих конструкцій транспортерів та їх робочих органів.

Існуючі типи МГА по способу завантаження матеріалу можна поділити на одно- та двомагістральні. В одномагістральних МГА завантаження сипких матеріалів, як правило, здійснюються бункерним способом. При такій схемі транспортування, привід розташовується в зоні бункера. Однак також відомі гнучкі агрегати, в яких завантаження здійснюється шляхом захоплення матеріалу відкритою спіраллю, яка за допомогою різноманітних насадок вводиться в купу сипкого матеріалу. Привід, в цьому випадку, встановлюється в зоні вивантаження продукту. Для підвищення маневреності робочих органів застосовують двомагістральні МГА, в яких привід та перевантажувальний патрубок виконуються як один технологічний вузол. Принципова схема двомагістрального МГА (патент СРСР №1807971) зображена на рис.1.7. Агрегат складається з завантажувального 6 та розвантажувального 1 гнучких кожухів, в яких розташовуються смугові спіралі 2. Обертання робочих органів забезпечується електродвигуном 5 від привідних валів 3 і 7 за допомогою механічних передач. Ділянки спіралей, які жорстко закріплені на привідних валах, розташовуються в перевантажувальному патрубку 4. В процесі роботи сипкий матеріал захоплюється витками спіралі завантажувальної магістралі і переміщається в гнучкому кожусі в зону перевантажувального патрубка, звідки під

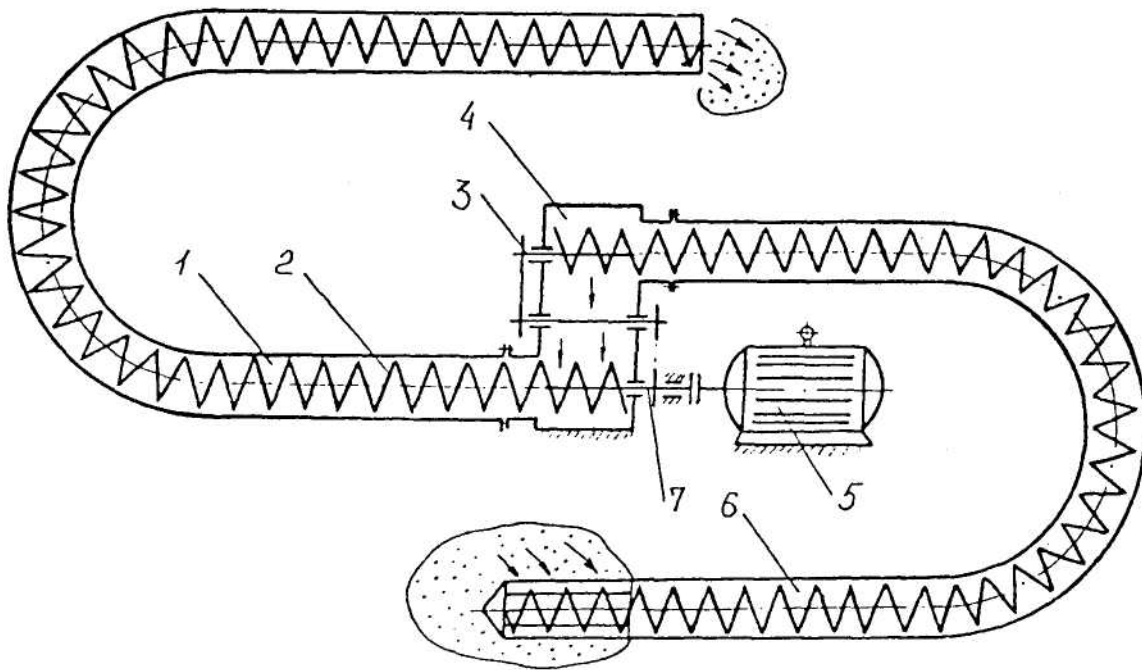


Рис.1.7 Принципова схема двомагістрального МГА

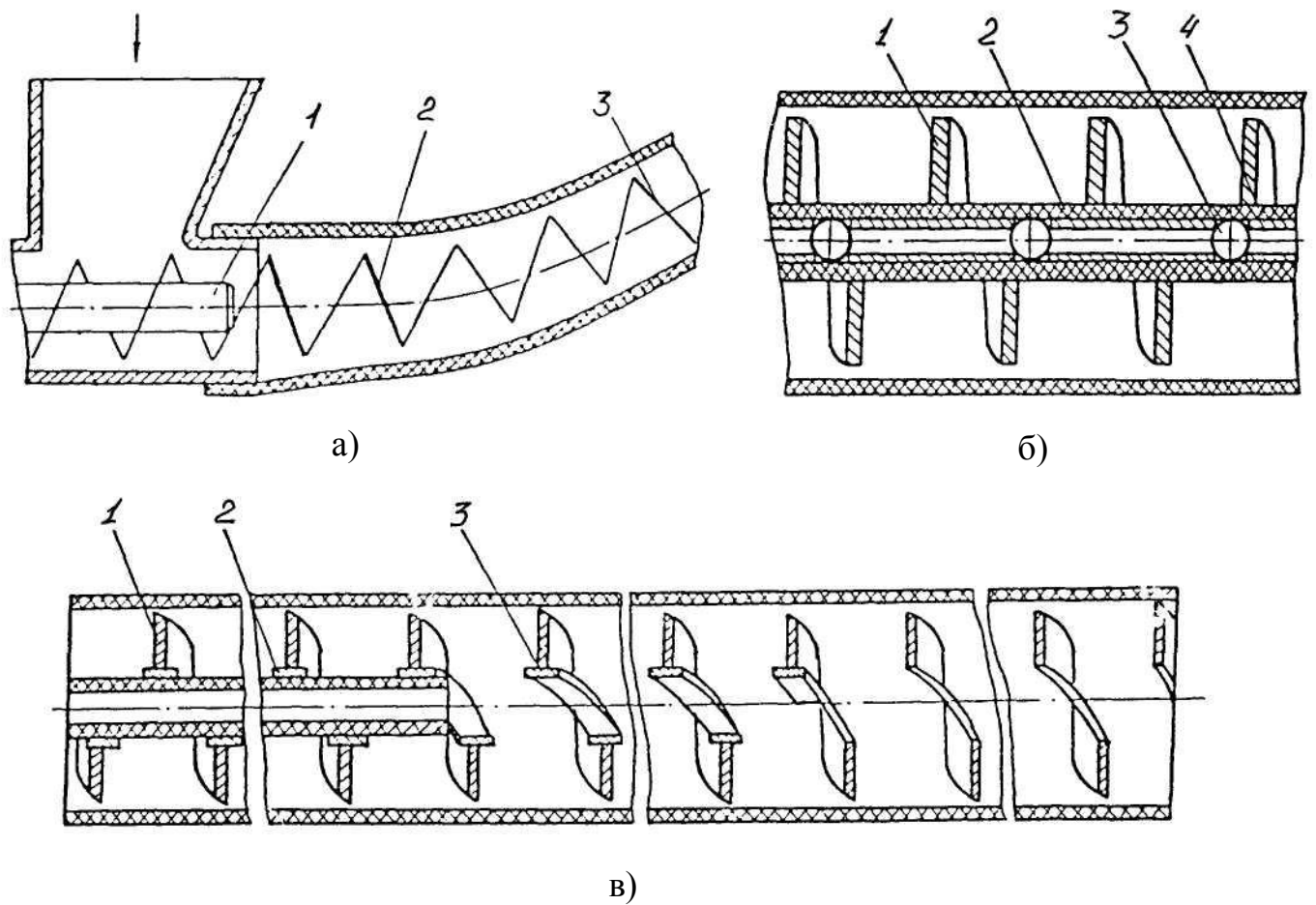


Рис.1.8 МГА із змінним робочим органом по довжині транспортування

дією власної ваги попадає на витки вивантажувальної магістралі і транспортується в зону призначення.

Серед існуючих схем МГА, на нашу думку, дана компоновка є найбільш вдалою з точки зору розташування приводу та зони пересипання сипкого матеріалу з одної магістралі в іншу. Однак, на основі відомих досліджень [23], смугові спіралі характеризуються низьким ресурсом роботи, оскільки на криволінійних трасах транспортування робочий орган знаходиться під дією постійних, знакозмінних, згинальних циклічних навантажень, що призводить до втоми матеріалу робочого органу і його руйнування. З літературних джерел відомо [19, 20, 23], що, чим менша товщина спіралі робочого органу, тим більший час експлуатації він може витримувати при роботі на однакових радіусах кривизни транспортування, в порівнянні із спіралями більшої товщини. Даний принцип покладений в основу розробки робочого органу МГА з бункерним типом завантаження сипкого матеріалу, конструктивна схема якого зображена на рис. 1.8,а (А.С. №1344697). Такий робочий орган виконаний із секцій 2, 3 змінної товщини, більша з яких закріплена до привідного валу 1. В даному випадку маневреність такого МГА збільшується по мірі віддалення від завантаження сипкого матеріалу. Однак таке виконання робочого органу не може призвести до суттєвого підвищення його довговічності, а також технологічно складне в виконанні, що обмежує його практичне застосування.

Одним з напрямків підвищення крутильної жорсткості робочих органів, а також обмеження радіусу кривизни, є встановлення у внутрішньому отворі спіралі 1 армованих гумових шлангів 2 високого тиску. Для підвищення навантажувальної здатності в середину армованого шлангу встановлюють в черговому порядку кульки 3 та циліндричні втулки 4 рис.1.8,б, (А.С. СРСР №1801888). В процесі транспортування робоча спіраль намагається розтягнутись, що привело б до зменшення її внутрішнього діаметра, а цьому відповідно протидіє армований шланг. Основним недоліком даного робочого органу є обмежені функціональні можливості, які дозволяють ефективно виконувати технологічні процеси лише на завантажувальній магістралі МГА, тобто коли матеріал транспортується в зону привідного валу. Окрім цього даний робочий орган є складним у виконанні, а

розташовані в шланзі кульки та втулки, потребують певного зусилля стискання між собою, що обмежує довжину транспортування і приводить до необхідності застосування пружних вузлів для утримання внутрішніх елементів в робочому стані. Виконання робочого органу змінної жорсткості представлено на рис.1.8,в (А.С. №1801886). На першій ділянці робочого органу, між спіраллю 1 та армованим шлангом 2 встановлюють проміжну циліндричну спіраль 3, яка сприяє збільшенню площі взаємодії між несучою спіраллю і армованим шлангом. На другій ділянці робочий орган виконано без шлангу, а на третій і без циліндричної спіралі. Позитивним в такому конструктивному рішенні є забезпечення збільшення довжини транспортування, при зменшенні його маталомісткості, що забезпечується раціональним вибором кутової жорсткості окремих ділянок робочих органів у відповідності до їх навантаження. До недоліків даної схеми можна віднести конструктивну складність виконання робочого органу.

Оригінальним є технічне рішення робочого органу МГА рис.1.9. (А.С. СССР №1801887), в якому до гумового армованого шлангу 1 механічно закріплені окремі гвинтові секції 2 з прямолінійними і криволінійними ділянками, які в наборі утворюють двозахідну гвинтову спіраль. Секції встановлюють з перекриттям таким чином, що матеріал при переміщенні сходить з однієї секції на іншу без утворення заторів. Кожна пара секцій взаємозв'язана з сусідньою за допомогою зубчастих зачепів 3, виконаних на циліндричних ділянках секцій. Крутний момент в даному робочому органі передається як гумовим армованим шлангом, так і зубчастими зачепленнями між парами секцій. До недоліків даного робочого органу можна віднести його низьку довговічність при роботі на малих радіусах кривизни, оскільки зубчасті зачеплення в процесі обертання постійно зміщуються одні відносно одних, що призводить до їх зношення.

Обмеження осьової деформації гнучкого шнека 15, а також підвищення його навантажувальної здатності досягається розташуванням у його внутрішньому отворі армованого кордо-еластичного валу 19, стягнутого тросом 24, зусилля натягу якого регулюється гвинтом 23 (рис.1.10, патент Англії №1580420). При натягуванні троса

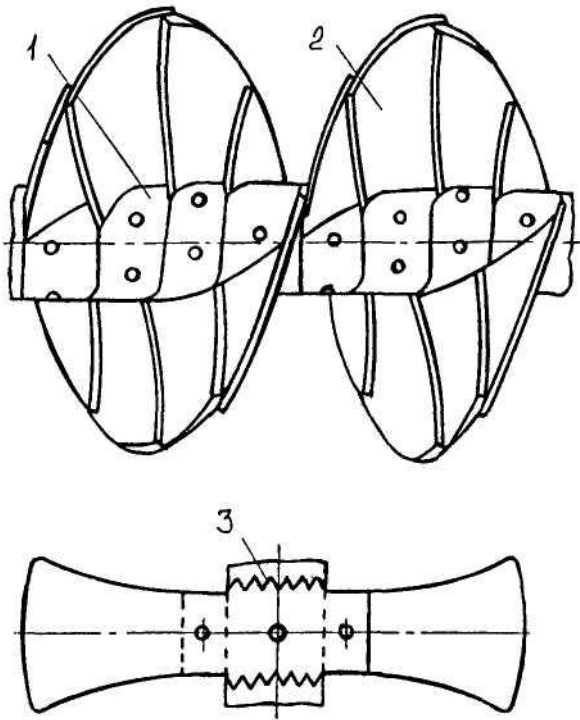


Рис.1.9 Робочий орган МГА із секційним виконанням спіралі шнека

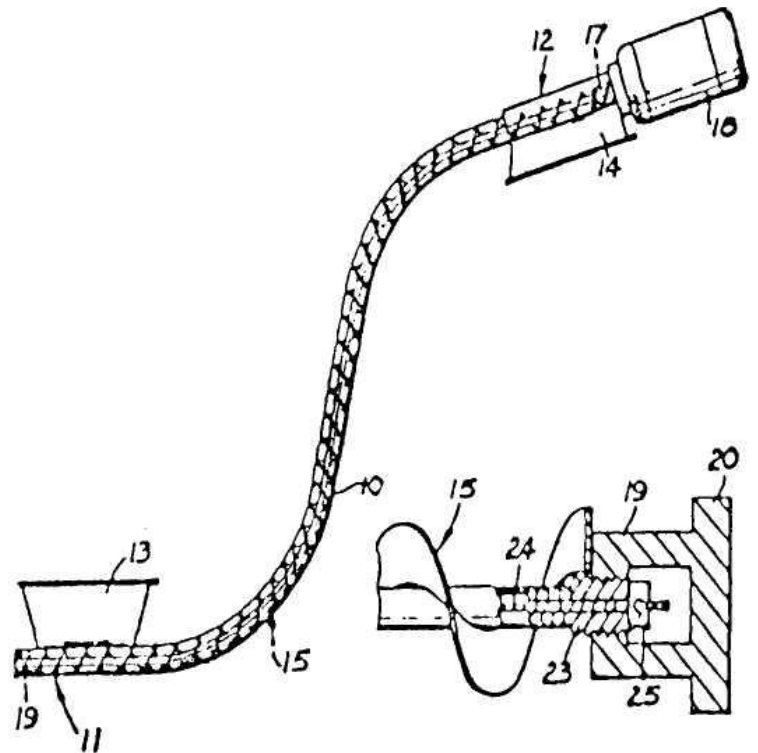


Рис.1.10 МГА із тросовим натяжником гнучкої спіралі

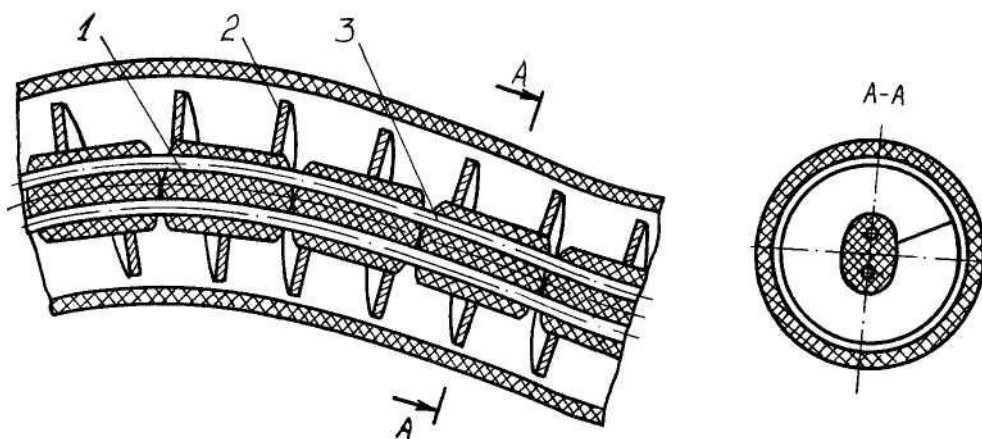
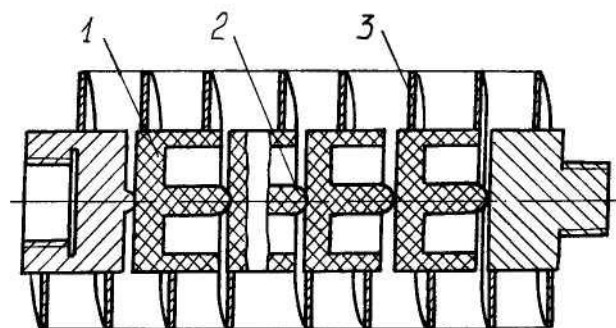


Рис.1.11 Робочі органи МГА з пластмасовими гнучкими валами

еластичний вал щільно охоплює внутрішню поверхню гнучкого шнека, що забезпечує передачу крутного моменту як спіраллю, так і еластичним валом.

Однак при експлуатації такого типу МГА на криволінійних трасах питання підвищення стійкості спіралі не вирішується, що обмежує його практичне застосування через низьку довговічність робочого органа, у зв'язку з швидким руйнуванням шнека при виникненні циклічних знакозмінних деформацій.

Для підвищення навантажувальної здатності МГА замість гумових армованих шлангів можуть застосовуватись гнучкі вали у вигляді набору пластмасових втулок різноманітної конфігурації рис.1.11. В одному з таких випадків (А.С. ССРСР №1346530) втулки 1 виконані у вигляді пластмасових кілець Е- подібної форми (рис.1.11,а), центральні виступи 2 яких взаємодіють із задньою торцевою поверхнею сусідньої втулки. Дані кільця обмежують зміну геометричних розмірів робочої спіралі 3, однак можуть застосовуватись тільки на вивантажувальних ділянках транспортування матеріалу, в напрямку від привідного валу.

Більш універсальним є варіант виконання робочого органа, в якому зовнішня поверхня пластмасових втулок 1 та внутрішня поверхня робочої спіралі 2 мають еліпсну форму, при цьому на більшій осі еліпсних втулок виконані паралельні центральні отвори, в яких розташовані троси 3 (рис.1.11,б, А.С. СРСР №1620398). Передача крутного моменту здійснюється за рахунок тросового з'єднання сусідніх втулок, і від них обертовий рух на робочу спіраль передається за рахунок еліпсності поверхонь. Основними недоліками такого робочого органа є постійні знакозмінні розтягуючі зусилля тросів, які призводять до інтенсивного ковзання по поверхні втулок і, відповідно, зношення елементів передачі крутного моменту, а також значна технологічна складність виготовлення внутрішньої еліпсної поверхні робочої спіралі.

Одним з напрямків підвищення крутного моменту, який може передавати робочий орган МГА є виконання гнучкого валу у вигляді пружин різного профілю. Типові представники таких компоновальних схем зображені на рис.1.12.

В першому варіанті (рис.1.12,а, А.С. СРСР №1488232), спіраль круглого поперечного перетину 1, яка виконує функцію гнучкого валу, взаємодіє з внутрішньою поверхнею смугової робочої спіралі 2, причому напрямок навивання

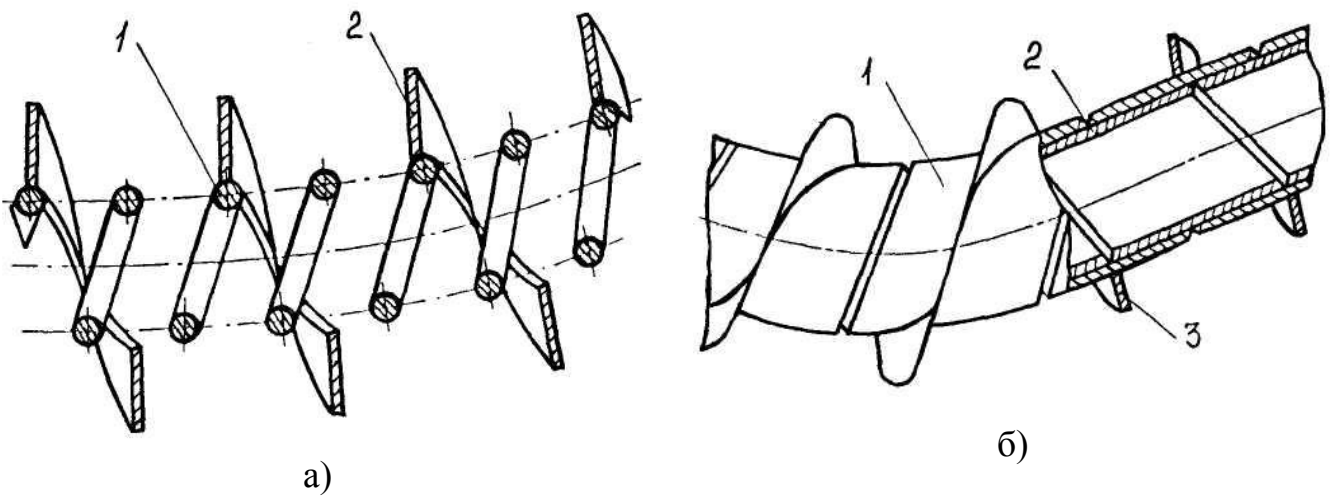


Рис.1.12 Робочі органи МГА з пружинними гнучкими валами

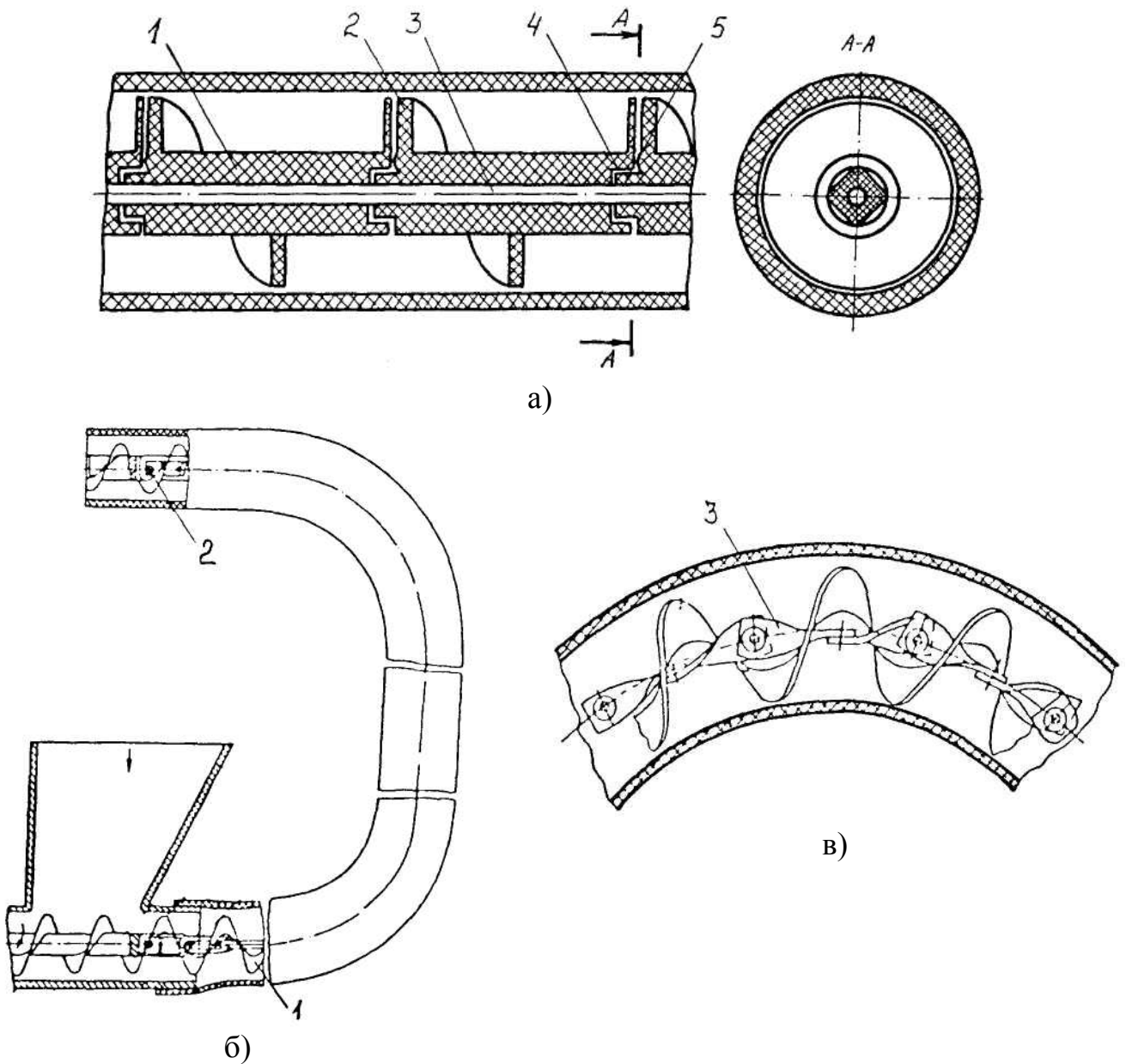


Рис.1.13 Спіральні робочі органи із секційним виконанням гнучкого валу

спіралей є протилежним. В іншому випадку (А.С. СРСР №1315369) гнучкий вал виконаний у вигляді двох циліндричних смугових спіралей 1, 2 з протилежними напрямками навивання, а зовнішня циліндрична спіраль 1 має аналогічний напрямок навивання з несучою 3 (рис.1.12,б).

В процесі роботи несучі смугові спіралі намагаються скручуватись, що призводить до зменшення їх внутрішнього діаметра. Цьому протидіють внутрішні спіралі, напрямки навивання яких є протилежний до смугових.

Основним недоліком такого типу робочих органів є постійні ковзання гнучкого валу відносно внутрішніх поверхонь робочих спіралей при роботі агрегату на малих радіусах кривизни. У випадку застосування таких конструкцій на трасах близьких до прямолінійних більшою навантажувальною здатністю характеризується другий варіант робочого органа, в той час як перший має більші маневрені властивості.

Одним із перспективних напрямків розвитку робочих органів МГА є застосування розірваної спіралі, яка виконана у вигляді набору окремих секцій. Це дозволяє вирішити основну проблему, яка гальмує розвиток гнучких агрегатів, і полягає в швидкому руйнуванні робочої спіралі при знакозмінних циклічних навантаженнях. В цьому випадку спіраль є розвантаженою від згинних зусиль, однак передача крутного моменту здійснюється за рахунок шарнірних вузлів з'єднань. Так, на рис.1.13. представлений робочий орган МГА (А.С. СРСР №1719285), несучі гвинтові елементи якого виконані у вигляді пластмасових втулок 1 із зовнішнім гвинтовим ребром 2 і розташованих на центральному тросі 3. Передача крутного моменту здійснюється за рахунок торцевих фігурних гнізд 4 та виступів 5 сусідніх втулок. Даний робочий орган в своїй суті визначає напрямок вирішення проблеми, однак конструктивно є недосконалим, оскільки в процесі роботи постійно змінюються площі контакту вузлів передачі моменту, що спричиняє значні коливання величини контактних напружень і, відповідно, інтенсивне зношення торцевих виступів та впадин. Також, як відомо з літературних джерел [106], ефективно в абразивних середовищах працюють лише пари тертя метал-пластмаса, а в даній конструктивній схемі задіяні пари тертя пластмаса-пластмаса.

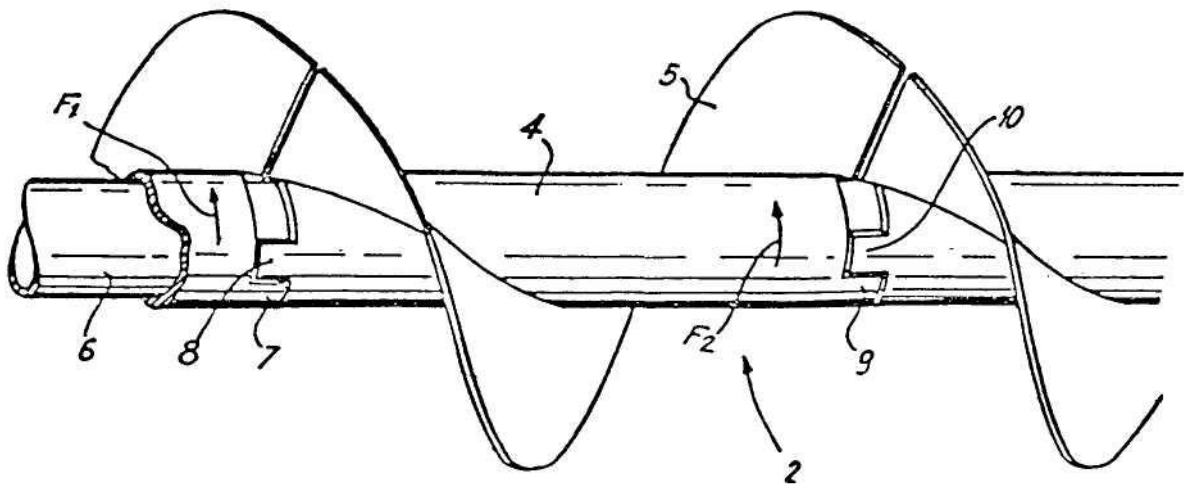
Конструктивне виконання гнучкого валу у вигляді ланцюга 1, секції якого зв'язані фіксуючими кільцями 2 (А.С. СРСР №1384492 рис.1.13,б), скручених та шарнірно з'єднаних плоских пластин 3 (А.С. СРСР №11666408, рис.1.13,в), не вирішує даної проблеми, в першу чергу за рахунок того, що плече передачі крутного моменту є мінімальним і відповідно зусилля є максимальними, а пари тертя характеризуються малими площами контакту.

Серед зарубіжних розробок варто відмітити конструктивні рішення, зображенні на рис.1.14. В патенті Франції №2486043 (рис.1.14,а) робочий орган виконаний з окремих гвинтових секцій, які складаються з валів 4 і спіралей шнеків 5. Передача крутного моменту між секціями забезпечується за рахунок кулачкових виступів 10 та впадин 9, виконаних на валах. Зазори між даними елементами зачеплення забезпечують бокові деформації окремих секцій. Однак мобільність транспортування таким робочим органом є незначна, а тертя, які виникатимуть між кулачковими елементами, призведуть до швидкого їх зношення.

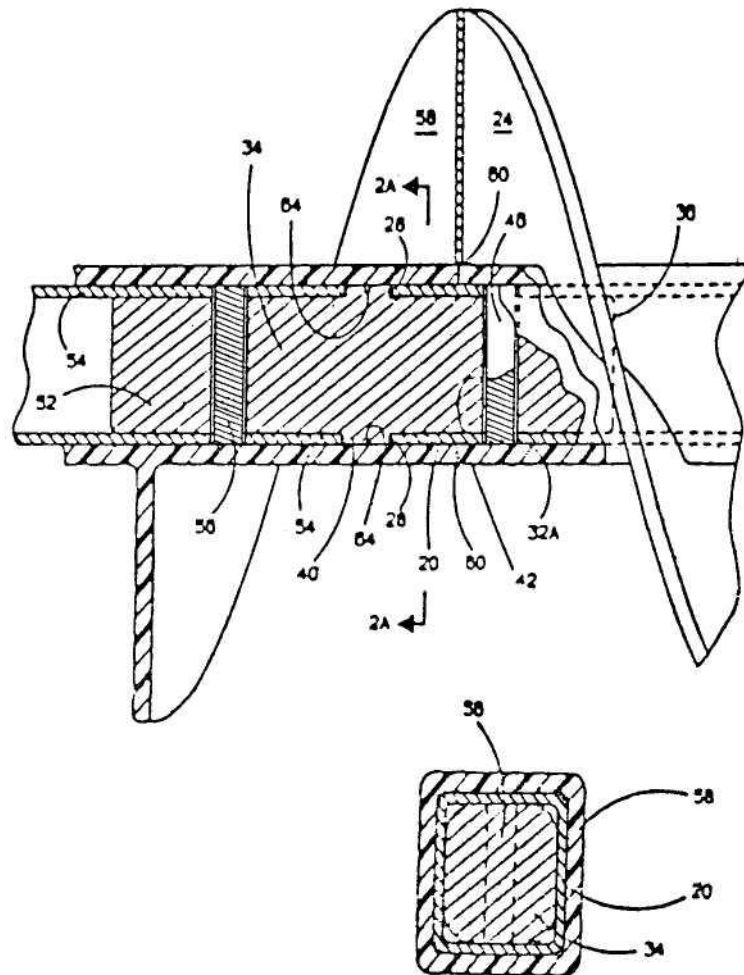
Виконання еластичного витка шнека 24 заодно із трубчастою основою 58 квадратного поперечного перетину, яка охоплює окремі вали 34, з'єднані пружними пальцями 56 (рис.1.14,б, патент США №4691818), також характеризується незначною мобільністю при транспортуванні сипких вантажів по криволінійних трасах і при цьому є надзвичайно складною в конструктивному виконанні.

Таким чином з проведеного огляду відомих конструкцій робочих органів можна зробити висновок. Для підвищення надійності виконання технологічного процесу переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів МГА, при розробці і дослідженні їх робочих органів, в першу чергу потрібно враховувати:

- секційний метод виготовлення робочих органів (для усунення знакозмінних циклічних навантажень);
- збільшення площі контакту між вузлами передачі крутного моменту, що дасть змогу зменшити внутрішні напруження;
- максимально зменшити зусилля в парах тертя за рахунок збільшення плеча передачі крутного моменту;



a)



б)

Рис.1.14 Гвинтові робочі органи з еластичними вузлами передачі крутного моменту

-при роботі в абразивних середовищах потрібно застосовувати пару тертя пластмаса-метал.

Дані висновки повинні лягти в основу розробки та визначення оптимальних експлуатаційних параметрів шарнірного робочого органу модульного гвинтового агрегата.

1.3. Аналіз результатів теоретичних досліджень процесів механізованого транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів

Не зважаючи на очевидні переваги модульних гвинтових агрегатів (простота конструкції; мобільність; переміщення матеріалів по криволінійних трасах) в порівнянні з іншими транспортуючими механізмами, їх застосування в сільськогосподарському виробництві на даний час надзвичайно обмежене. Пояснення цьому - недостатній рівень наукових розробок, експериментально-теоретичних основ і конструкторських рекомендацій необхідних при проектуванні МГА. Основною проблемою, яка на даний час не вирішена, є забезпечення необхідного ресурсу (не менше 1000год роботи) гнучкого спірального робочого органу. При транспортуванні матеріалів по криволінійних трасах значні знакозмінні деформації спіралей шнеків призводять до швидкого їх руйнування.

У формування наукових основ теорії проектування гвинтових транспортуючих механізмів значний вклад внесли вчені П.М.Василенко; А.М.Григор'єв; А.А.Омельченко; Х.Герман; Г.В.Корнеєв; В.Д.Ткач; М.К.Штуков; Б.М.Гутьяр; І.Е.Груздєв; В.І.Янков; М.І.Акімов; Д.Мак-Келві; Г.Шенкель; Е.Бернхард; Б.М.Гевко; Р.М.Рогатинський; М.І.Пилипець та ін.

Питаннями розробки прогресивних конструкцій гнучких конвеєрів та визначенням їх раціональних конструктивних та кінематичних параметрів займались П.А.Преображенський; С.М.Михайлов; К.Д.Вацагін; О.О.Труфанов; Х.Герман; Б.М.Гевко; Р.М.Рогатинський; М.І.Пилипець; Ф.К.Іванченко; Р.Б.Гевко та ін.

Перші роботи по експериментальному дослідженню гнучких шнеків в колишньому СРСР почали проводити ЦНДЛ харчобуду і ВНДІОМСа у 1952 році [86]. В звітах цих організацій приведено результати експериментів по їх продуктивності, енерговитратах, довговічності робочих органів.

Комплексне теоретичне і експериментальне дослідження гнучкого агрегата, робочим органом якого є пружина, проводилось в 1958-64рр. на кафедрі деталей машин Казанського хіміко-технологічного інституту під керівництвом А.М.Григор'єва [28] і було продовжено П.А.Преображенським [29, 30, 31]. Ними були рекомендовані конструктивні і режимні параметри даного типу робочого органу МГА і розроблено порядок його розрахунку. Найбільш глибокі теоретичні дослідження по визначенню впливу продуктивності та енерговитрат на процес транспортування гнучких гвинтових конвеєрів з пружною спіраллю круглого поперечного перетину викладені в роботах С.М.Михайлова, К.Д.Вацагіна, О.О.Труфанова [72, 73, 74]. Ними встановлено, що продуктивність горизонтального односпірального гнучкого шнека визначається за залежністю:

$$Q = 2 \left[\frac{U_{cm} sh \alpha_2 - U_o sh \alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1} \cdot \frac{sh^2 \alpha_2 - sh^2 \alpha_1}{sh^2 \alpha_2 \cdot sh^2 \alpha_1} + \frac{U_o - U_{cm}}{\alpha_2 - \alpha_1} \cdot \left(\frac{h}{a} + \frac{\alpha_1}{sh^2 \alpha_1} - \frac{\alpha_2}{sh^2 \alpha_2} \right) \right] a^2 \pi + \frac{16 \cdot a^2}{\pi^2 sh(\alpha_2 - \alpha_1)} \cdot \left[(U_o ch \alpha_1 - U_{cm} ch \alpha_2) \cdot \left(\ln th \frac{\alpha_2}{2} - \ln th \frac{\alpha_1}{2} \right) - (U_{cm} sh \alpha_2 - U_o sh \alpha_1) \cdot \frac{sh \alpha_1 - sh \alpha_2}{sh \alpha_1 \cdot sh \alpha_2} \right], \quad (1.7)$$

де U_{cm} - швидкість ковзання матеріалу відносно зовнішнього циліндра (кожуха);

U_o - швидкість осьового переміщення шару матеріалу, що прилягає до внутрішнього циліндра;

α_1 і α_2 -координатні лінії, відповідно зовнішнього і внутрішнього циліндрів;

a -фокусна відстань біполярної системи координат.

Потужність на обертання робочого органу рівна

$$N = \frac{\pi^2 L}{S} \cdot \left[-\frac{2|C_1|C_1}{\mu} \ln \frac{D_p}{D_{cn}} - \frac{|C_1|C_2}{4\mu} (D_p^2 - D_{cn}^2) \right], \quad (1.8)$$

де L -довжина транспортування;

S -площа вільного перерізу рукава;

D_p -діаметр рукава;

D_{cn} -зовнішній діаметр спіралі;

μ -ефективна в'язкість псевдозрідженого сипкого середовища.

Однак дані залежності, незважаючи на твердження авторів [72, 74], що їх теоретичні розрахунки досить точно корелюються з отриманими експериментальними дослідженнями (похибки 10-15%) в повній мірі не можуть бути використані для розрахунку оптимальних конструктивно-технологічних параметрів широкосмугових МГА, оскільки схеми взаємодії робочих органів пруткових і полосових спіралей з сипучим матеріалом будуть різними. Однак дані залежності можуть бути взяті за основу при врахуванні активної площі взаємодії смуги спіралі із сипким матеріалом.

Визначенню конструктивних, кінематичних та енерго-силових параметрів МГА на базі прутково-спіральних робочих органів також присвячені роботи Германа Х., основні результати досліджень якого викладені в монографії [24].

Однак у вищезгаданих роботах не піднімається питання стійкості спіралей на криволінійних трасах переміщення продуктів, що є основним фактором, який стримує їх широке застосування в промисловості, у зв'язку з низькою довговічністю робочих органів.

Також, на нашу думку, є не вирішеним питання пружних властивостей спіралі в зв'язку з різними технологіями їх виготовлення, термообробки та визначення зусиль, які виникають в зонах кріплення спіралей.

З 1968 року на кафедрі технології машинобудування в Тернопільському філіалі Львівського політехнічного інституту, а нині в Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя під керівництвом академіка Гевка Б.М. проводяться комплексні теоретичні і експериментальні дослідження робочих органів МГА із спіралей, навитих зі смугового матеріалу, завдяки науковому обґрунтуванню процесів формоутворення, розробці нових технологій навивання спіралей шнеків та промислового їх впровадженні. Заміна спіральної пружини на смугову дозволяє суттєво збільшити продуктивність МГА. На основі даних досліджень і нововведень були розроблені принципово нові конструкції МГА з визначенням їх функціонально-експлуатаційних параметрів [18, 19, 20, 21, 70, 86]. Основні напрямки пошуків направлені на застосування витих шнеків з високовуглецевих сталей, секційно-пружних штампованих елементів, секційно-шарнірних робочих органів МГА.

Питаннями теоретичних досліджень процесів функціонування та проектування гвинтових подаючих механізмів займаються різні організації, конструкторські бюро, в тому числі Український науково-дослідний інститут сільськогосподарського машинобудування, Національний аграрний університет, Науково-дослідний інститут зерна, Інститут механізації та електрифікації сільського господарства УААН, Казанський хіміко-технологічний інститут, Київський інститут оборони та інші.

Спільний розгляд руху ізольованої матеріальної точки в швидкісних шнеках і деякі закономірності руху маси матеріалу в конвеєрах дозволило П.А.Преображенському запропонувати формулу для розрахунку продуктивності односпірального гнучкого шнека [91]

$$Q = K_n \cdot F_p \cdot V_{zcm} \cdot \gamma_o, \quad (1.9)$$

де K_n - коефіцієнт пропорційності;

F_p - робоча площа поперечного січення кожуха в м^2 ;

V_{zcm} - середня осьова швидкість матеріалу в м/сек ;

γ_o - об'ємна (насипна) маса матеріалу в кг/м^3 .

Однак дослідження проведені Гевко Б.М., Рогатинським Р.М. і Пилипцем М.І. [18, 70, 86] показали, що попередньо виведені формули не можуть бути застосовані для дослідження конвеєрів з широкосмуговим робочим органом, оскільки не враховують таких важливих конструктивних елементів як зовнішній і внутрішній діаметр спіралі і її крок. В роботах Гевко Б.М. і Рогатинського Р.М. виведено ряд теоретичних залежностей, які можуть бути використані за основу для визначення технологічних параметрів транспортування сипких матеріалів. Рівняння поверхні гнучких спіралей і жолоба в нерухомій системі Охуз мають вигляд [20]:

для гнучкої спіралі ($i=1$)

$$\begin{aligned}
 x_1 &= x_\tau(v_i) + \frac{u_1 \cdot \dot{z}_\tau \cdot \cos(v_1 + \omega t + v_{01} + \varphi_\chi - \Delta\varphi_r)}{\sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2}} - \\
 &\quad - \frac{u_1 \cdot \dot{x}_\tau \cdot \dot{y}_\tau \cdot \sin(v_1 + \omega t + v_{01} + \varphi_\chi - \Delta\varphi_r)}{\sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2} \cdot \sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{y}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2}}; \\
 y_1 &= y_\tau(v_1) + \frac{u_1 \cdot \sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{y}_\tau^2} \cdot \sin(v_1 + \omega t + v_{01} + \varphi_\chi - \Delta\varphi_r)}{\sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{y}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2}} \\
 z_1 &= z_\tau(v_1) + \frac{u_1 \cdot \dot{x}_\tau \cdot \cos(v_1 + \omega t + v_{01} + \varphi_\chi - \Delta\varphi_r)}{\sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2}}.
 \end{aligned} \tag{1.10}$$

Рівняння поверхні гнучкого жолоба ($i=2$)

$$x_2 = x_\tau(u_2) + (D_c \cdot \dot{z}_v \cos(v_2 + \omega_2 t + v_{02} + \varphi_\chi - \Delta\varphi_r)) /$$

$$\begin{aligned}
& \left/ \left(2\sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2} \right) - \left(D_c \cdot \dot{x}_\tau \cdot \dot{y}_\tau \cdot \sin(v_2 + \omega_2 t + v_{02} + \varphi_\chi - \Delta\varphi_r) \right) \right/ \\
& \quad \left/ \left(2\sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{y}_\tau^2} \cdot \sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{y}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2} \right) \right); \\
& y_2 = y_\tau(u_2) + D_c \cdot \sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2} \cdot \sin(v_2 + \\
& \quad + \omega_2 t + v_{02} + \varphi_\chi - \Delta\varphi_r) \left/ \left(2\sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{y}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2} \right) \right); \\
& z_2 = z_\tau(u_2) - D_c \cdot \dot{y}_\tau \cdot \dot{z}_\tau \cdot \cos(v_2 + \omega_2 t + v_{02} + \varphi_\chi - \\
& \quad - \Delta\varphi_r) \left/ \left(2\sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2} \right) - D_c \cdot \dot{x}_\tau \cdot \sin(v_2 + \omega_2 t + v_{02} + \right. \\
& \quad \left. + \varphi_\chi - \Delta\varphi_r) \right/ \left(2\sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2} \cdot \sqrt{\dot{x}_\tau^2 + \dot{y}_\tau^2 + \dot{z}_\tau^2} \right).
\end{aligned} \tag{1.11}$$

де u_1 і v_1 - радіальний і кутовий параметри точки гвинтової поверхні;

ω - кутова швидкість спіралі;

v_{01} - початкове кутове положення спіралі в момент часу $t_0=0$;

u_2 і v_2 - лінійний (по довжині) і кутовий параметри поверхні жолоба;

$D_{жс}$ - діаметр жолоба;

φ_χ - кут від кручення χ спіралі при складному згині її осі, $\varphi_\chi = \int_0^l \chi \cdot dl$;

$\Delta\varphi_r$ - кут, що враховує поточне зміщення головної нормалі до осі O'x' в координатах O'x'y'z' і визначається різницею кутів між головною нормаллю і віссю O'x' в початковій O і біжучій O' точках.

Проведені дослідження [20] показують, що при $R \gg D/2$ відмінності між параметрами руху частинки по прямій трасі і по трасі, розміщеній по колу, незначні. Таким чином, інженерний розрахунок спіральньо-гвинтового транспортера в цьому випадку можна робити по наступних залежностях [20]:

$$T' = T \left[1 - \omega / (d\Theta / dt) \right] = -\pi D \cdot (\pi D + \mu_1 T \operatorname{sgn} \omega) / (T - \mu_1 \pi D \operatorname{sgn} \omega) ;$$

$$\omega_A = d\Theta/dt = \omega/(1-T'/T) = \omega T \cdot (T - \mu_1 \pi D \operatorname{sgn} \omega) / (\pi^2 D^2 + T^2); \quad (1.12)$$

$$v_{oc} = dz_A/dt = T \cdot (d\Theta/dt - \omega) / (2\pi) = \omega T T' / [2\pi(T - T')] = [-\omega T D \cdot (\pi D + \mu_1 T \operatorname{sgn} \omega)] / [2(\pi^2 D^2 + T^2)].$$

з урахуванням підсумовування сил тяжіння і відцентрової, тобто по результуючій силі:

$$P_{pez} = i \left[m T^2 (d\Theta/dt - \omega)^2 \right] / 4\pi^2 R - mg \bar{j}. \quad (1.13)$$

де Θ - кут відхилення частинок в системі координат xOy ;

D - діаметр зовнішньої кромки шнека, приймається умовно рівним $D_{жс}$;

T - крок спіралі (для правонаправленої $T > 0$, для ліво направленої $T < 0$);

T_o - осьовий крок гнучкого шнека, з умови постійності довжини шнека

$$T_o = T;$$

m - маса частинки;

R - радіус згину траси.

Оскільки значення мінімально допустимого радіусу кривизни транспортування, згідно [20;70] $R_{min} > (10...15)D$, то прийняті допущення при практичних розрахунках цілком допустимі. Дані залежності можуть бути використані при виборі оптимальних конструктивних-кінематичних параметрів МГА, оскільки функціонально включають такі важливі параметри як крок спіралі, внутрішній та зовнішній діаметри, частоту обертання робочих органів. Більш точні значення параметрів транспортування визначаються чисельними методами наступного рівняння руху, запропонованого Рогатинським Р.М. [101]:

$$\begin{aligned} & (T_o^2 + \pi^2 D^2) \cdot (d^2 \Theta / dt^2) + \left\{ [\pi D - T' T_o \cos \Theta / (2\pi R)] \times \right. \\ & \times \tilde{\mu}_2 [\pi D (\pi D - \tilde{\mu}_1 T_o) + T_o \cdot (T_o + \tilde{\mu}_1 \pi D)] / \sqrt{\pi^2 D^2 + (T_o')^2} + \\ & \left. + T' \sin \Theta \cdot [2\pi D \cdot (T_o + \tilde{\mu}_1 \pi D) - T_o \cdot (\pi D - \tilde{\mu}_1 T_o)] \right\} / \end{aligned} \quad (1.14)$$

$$\left. \begin{aligned} & / (2\pi D) \} \times (d\Theta/dt)^2 + 2\pi g \{ (\pi D - \tilde{\mu}_1 T_0) \cdot \cos \Theta - \\ & - \tilde{\mu}_1 \sin \Theta \times [\pi D \cdot (\pi D - \tilde{\mu}_1 T_0) + T'_0 (T'_0 + \\ & + \tilde{\mu}_1) \pi D] / \sqrt{\pi^2 D^2 + (T_0)^2} \} = 0. \end{aligned} \right\}$$

де T' - текучий крок гвинтової траєкторії частинки при її русі по поверхні жолоба;

T_0 і T'_0 - відповідно текуче значення кроків спіралі і гвинтової траєкторії руху частинки зігнутого гнучкого шнека;

μ - коефіцієнт тертя частинки до відповідної поверхні;

$$\tilde{\mu}_1 = \mu_1 \cdot (d\Theta/dt - \omega) / |d\Theta/dt - \omega|; \quad \tilde{\mu}_2 = \mu_2 \cdot (d\Theta/dt) / |d\Theta/dt|.$$

На основі диференційного рівняння руху частинки було досліджено рух потоку вантажу у швидкохідних гвинтових конвеєрах [20, 70]. Дослідження процесу руху різних продуктів у гвинтових робочих органах машин, які транспортують, переробляють і обробляють, базується на основних законах механіки деформованих середовищ: збереження ваги, імпульсу і енергії. При транспортуванні твердих, сипких або кускоподібних вантажів математичне описання їх руху представляє певні труднощі через дискретні зміни характеристик матеріалів. В цьому випадку потрібно розглядати рух матеріальної точки по шорстких поверхнях транспортера і вивчити можливість розповсюдження загальних закономірностей руху точки на рух вантажу в цілому [101].

Оскільки основними експлуатаційними параметрами МГА є їх продуктивність та енерговитрати на виконання технологічного процесу, тому наведено ряд залежностей, виведених різними вченими. Так згідно, В.В.Краснікова [54] продуктивність визначається:

$$Q = 48 \cdot T \cdot n \cdot h \cdot \rho \cdot \sqrt{D/h - 1}, \quad (1.15)$$

згідно І.В.Кулаковського [56]

$$Q = 0,9 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot v \cdot \varphi \cdot \rho \cdot c, \quad (1.16)$$

згідно А.І.Іванова [67]

$$Q = 0,25 \cdot \pi \cdot \varphi \cdot v^2 \cdot (D^2 - d), \quad (1.17)$$

згідно А.А.Вайсона [10]

$$Q = 47 \cdot D^3 \cdot \rho \cdot \varphi \cdot v \cdot c \cdot k_m, \quad (1.18)$$

згідно В.Е.Гурвича [101]

$$Q = 15 \cdot \varphi \cdot \rho \cdot \pi \cdot D^2 \cdot T \cdot n, \quad (1.19)$$

де T - крок навивки спіралі;

n - частота обертання;

h - розрахункова висота рухомого шару вантажу, $h = D - l_{em} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \alpha_{обр})$,

тут $\alpha_{обр}$ - кут обрушення, зв'язаний із коефіцієнтом внутрішнього тертя

f залежністю $\operatorname{tg} \alpha_{обр} = f$; l_{em} - віддаль між кінцями сусідніх витків в

зоні підвісного підшипника;

ρ - насипна густина вантажу;

D - діаметр гвинтів спіралі;

φ - коефіцієнт наповнення конвеєра;

c - коефіцієнт впливу кута нахилу конвеєра;

k_m - коефіцієнт кроку спіралі, $k_m = T/D$;

v - осьова швидкість вантажу в тихохідному конвеєрі, $v = Tn/60$;

Об'єднавши потужність і продуктивність, отримаємо згідно

П.Шенена [117]

$$N = (QL/367)/(\omega \pm \sin \gamma), \quad (1.20)$$

згідно А.А.Вайсона [10]

$$N = 0,003Q \cdot (H + \omega L) + 0,02k_i g_m L v \omega_n + k_s Q \quad (1.21)$$

згідно В.В.Краснікова [54]

$$N = Q \cdot (\omega L + H)/3600 + (DL \cos \gamma)/20 \text{ (кГм/с)} \quad (1.22)$$

де ω - дослідний коефіцієнт опору при русі вантажу (коефіцієнт питомих енерговитрат);

L і H - довжина і висота транспортування;

g_m - погонна маса конвеєра, $g_m \approx 80D$, кг/м;

k_g - коефіцієнт, що враховує спосіб вивантаження, $k_g \approx 0$;

k_i - коефіцієнт, що враховує масу рухомих органів конвеєра;

ω_n - коефіцієнт питомих енерговитрат на підшипниках, $\omega_n = 0,16$ для підшипників ковзання, $\omega_n = 0,08$ для підшипників кочення.

Однак за наведеними залежностями можна лише досить наближено оцінювати вищенаведені параметри і при умові роботи МГА на значних (більш як 5м) радіусах кривизни транспортування.

Також необхідно зауважити, що питання, пов'язані з підвищенням надійності робочих органів, а саме покращення їх ресурсних параметрів, у вищенаведених роботах практично не піднімались, однак, як свідчить цілий ряд робіт [20, 23, 86] це стримує їх розвиток в практичному застосуванні для механізованого транспортування сипких матеріалів в сільськогосподарському виробництві.

1.4. Аналіз експериментальних досліджень МГА

Результати експериментальних досліджень по визначенню продуктивності, коефіцієнта заповнення шнека, встановленню впливу завантажувального патрубку і кута його нахилу до горизонту для гнучких конвеєрів із спіраллю круглого поперечного перетину викладені в працях К.Д.Вацагіна; О.О.Труфанова; С.М.Михайлова [72, 73, 74].

На основі проведених експериментальних досліджень виведена емпірична залежність для визначення коефіцієнта заповнення шнека ψ

$$\psi \begin{cases} 1,85n^{-0,09} \left(\frac{S}{D_{cn}} \right)^{0,65}, & \text{коли } 0,55 \leq \frac{S}{D_{cn}} \leq 0,75 \\ 1,115n^{-0,036} \left(\frac{S}{D_{cn}} \right)^{-0,226}, & \text{коли } 0,75 \leq \frac{S}{D_{cn}} \leq 1,70. \end{cases} \quad (1.23)$$

де S - крок спіралі;

D_{cn} - зовнішній діаметр спіралі.

Як свідчать автори [74], залежність (1.23) з достатньою точністю може бути використана для проектування конструкцій шнеків з діаметром рукава від 25 до 100мм (відносна похибка експериментальних і теоретичних даних складає не більше 10%).

Враховуючи умови завантаження матеріалу в шнек і дискретність сипкого середовища, авторами [73] запропонована емпірична залежність для гнучкого шнека з круглим поперечним перетином спіралі

$$Q = 0,6 \cdot \psi \cdot Q, \quad (1.24)$$

де Q - продуктивність, яка визначається за залежністю (1.7).

Досить цікаві матеріали за результатами експериментальних досліджень викладені С.М.Михайловим [72] при порівнянні корисної потужності N_k , яка визначається за залежністю (1.8) і експериментально вимірюю. Ним встановлено, що при малих відношеннях D_{cn}/D_p і S/D_{cn} і відносно незначних кутових швидкостях спіралі 400-600об/хв доля корисної потужності в загально затраченій складає від 5 до 20%. Як стверджує автор, це вказує на те, що значна частина потужності затрачається на перемішування і подрібнення матеріалу.

З цього можна зробити висновок про те, що при проектуванні смугових спіралей шнеків, особливо для транспортування насінєвих матеріалів, необхідно мінімізувати радіус заокруглення робочих кромek шнеків.

При порівнянні по продуктивності спіралей шнеків круглого і смугового поперечних перетинів (дані по продуктивності спіралей круглого поперечного перетину взяті за С.М.Михайловим [72], а по смугових - за Б.М.Гевком [18]) встановлено, що в межах обертів робочого органу 500...800об/хв продуктивність смугових спіралей (висота поперечного перетину спіралі 25...30мм) в 4...6 разів перевищує продуктивність пружинних шнеків круглого поперечного перетину.

Рекомендації щодо вибору діаметру спіралі, її кроку, частоти обертання робочого органу з круглим поперечним перетином витків, наведені в праці Х.Германа [24]. Однак ці рекомендації досить тісно корелюються з раніш викладеними в працях [18, 20, 101].

При транспортуванні насінєвого матеріалу режими роботи гвинтових транспортерів підбирають, виходячи із критичної ступені їх травмування. Згідно даних А.М.Григор'єва [28] і Г.А.Хайліса [114] допустимі колові швидкості при транспортуванні зерна необхідно встановлювати в межах 2,3...4,1м/с.

Для визначення потужності транспортування на трасах транспортування близьких до прямолінійних можна користуватись емпіричною залежністю, наведеною в роботі [72]

$$N = Q \cdot (L\omega + H) / 367, \quad (1.25)$$

де Q - продуктивність;

L і H - відповідно довжина та висота транспортування;

ω - коефіцієнт питомих енерговитрат, який для зерна приймають рівним 5,5...7,5 згідно [72].

Основні результати експериментальних досліджень смугових модульних гвинтових агрегатів наведені в роботах Б.М.Гевка; Р.М.Рогатинського; М.І.Пилипця [18, 86, 103]. За результатами досліджень встановлено, що

продуктивність МГА практично не залежить від зміни висоти піднімання сипкого матеріалу, радіусу згину траси. При цьому об'ємний розхід для різних вантажів знаходився приблизно на одному рівні і визначався тільки умовами в зоні завантаження. Також встановлено, що продуктивність МГА зростає прямо пропорційно з підвищенням частоти обертання робочого органу.

При транспортуванні муки, пшениці, комбікормів в різних діаметрах гнучких кожухів доведено [18], що продуктивність спіраль-гвинтового агрегату зростає пропорційно кубу діаметра прохідного січення кожуха.

Визначенню залежності крутного моменту на привід робочого органу від його конструктивних і кінематичних параметрів, а також від форми транспортування присвячена робота М.І.Пилипця [86]. Ним встановлені залежності крутного моменту при транспортуванні муки, зерна, комбікормів від висоти підйому гнучкого кожуха із поперечним січенням 0,1м при частоті обертання спіралі $n=357$ об/хв. Залежності мають нелінійний характер, причому результати експериментальних досліджень показують, що зміна крутного моменту залежить не тільки від висоти підйому вантажу, але і від форми траси. Так, при підніманні вантажу на висоту 1м значення крутного моменту для переміщення вищенаведених продуктів зростають в 1,1...1,3 рази, а їх абсолютні значення знаходяться в межах 14...20Н·м. Зміна радіусу транспортування від 0,3 до 0,6 призводить до падіння крутного моменту в 1,14...1,26 разів. Підвищення частоти обертання спіралі шнека від 270 до 550об/хв при транспортуванні пшениці сприяє зниженню крутного моменту, величина якого змінюється від 13 до 9 Н·м.

Згідно даних Р.М.Рогатинського [100, 102] при швидкості обертання гвинтової спіралі більшій, ніж 450-500об/хв, весь потік переходить в гвинтовий рух, що сприяє зниженню непродуктивних енерговитрат. Однак при зростанні частоти обертання гвинтового робочого органу більш як 600об/хв починається падіння продуктивності МГА внаслідок незадовільного завантаження міжвиткового простору в спіралі.

За даними досліджень Б.М.Гевка [18] встановлено, що збільшення зазору між спіраллю і кожухом з 3 до 5мм при частоті обертання спіралі шнека $\omega = 37,4c^{-1}$ призводить до зриву гвинтового руху матеріалу, і транспортування вантажу здійснюється по руслу нижньої частини кожуха, тобто з підвищенням зазору зростає критичне значення кутової швидкості, при якій здійснюється процес транспортування.

Питаннями підвищення довговічності спіралей шнеків присвячена робота Р.Б.Гевка [23]. При випробуванні на ресурс гвинтових робочих органів на дослідному стенді при її частоті обертання 950об/хв і радіусі кривизни 0,5...1м встановлено, що зміна кроку спіралі від 80 до 60мм призводить до збільшення кількості її циклів до поломки в 1,8...2,1 рази. Зміна висоти смуги від 30 до 25мм підвищує довговічність спіралі в 1,4...1,8 разів, а цементация спіралі (глибина цементация 1,2мм, гартування і низький відпуск при 400 С) збільшує кількість її циклів до руйнування в 4,3...5,8 разів.

З проведеного огляду відомих експериментальних досліджень можна попередньо підібрати межі конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів МГА. Однак приведені дані характеризують процес роботи неперервної спіралі шнека, а у випадку виконання її секційною, з перекриттям витків, що пропонується в даній роботі, необхідно провести комплекс експериментальних досліджень для визначення їх оптимальних як функціональних, так і ресурсних параметрів.

1.5. Висновки і завдання досліджень

На основі проведеного аналізу зроблені наступні висновки.

Механізація процесів завантаження і перевантаження сипких сільськогосподарських матеріалів, особливо в польових умовах, знаходиться на низькому рівні, що пояснюється рядом причин:

жорсткі гвинтові конвеєри низькоманеврені і можуть агрегатуватись із спеціально розробленими причіпними або самохідними шасі;

пневмотранспортери, як автономні установки є досить дорогими і виробництво їх налагоджене виключно за кордоном;

існуючі типи гнучких гвинтових механізмів є експериментальними моделями, які не задовільняють вимогам надійності та довговічності функціонування, що пов'язано із швидким руйнуванням смугових спіралей від знакозмінних циклічних навантажень.

З метою уникнення вказаних недоліків, а також підвищення рівня механізації процесів переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах сформульовані наступні завдання досліджень:

визначити параметри технологічного процесу транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах модульним гвинтовим агрегатом, робочий орган якого виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних гвинтових елементів;

вивести аналітичні залежності для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів з'єднань гвинтових секцій з умови підвищення надійності та мобільності функціонування МГА;

розробити динамічну модель технологічного процесу переміщення матеріалу для різних варіантів навантаження на запропонований тип робочого органу;

на основі механіко-математичних розрахунків розробити методи раціонального вибору технологічних і конструктивних параметрів процесу переміщення сільськогосподарських матеріалів;

розробити інженерну методику проектування технологічних і конструктивних параметрів процесу переміщення сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ І РОБОЧОГО ОРГАНА МГА

2.1. Кінетостатичний аналіз робочого органа модульного гвинтового агрегату

Одним з перспективних напрямків підвищення надійності виконання технологічних процесів модульними гвинтовими агрегатами для механізованого завантаження в польових умовах міндобрив, насінневого матеріалу та зібраних зернових культур є виготовлення робочого органа у вигляді окремих гвинтових секцій з шарнірно-кульковими елементами передачі крутного моменту.

Принципова схема компоновки елементів передачі крутного моменту зображена на рис.2.1. Її конструктивною особливістю є розташування на тросі 1 циліндричних втулок 2 із зовнішнім радіусом R , між якими діаметрально в лунках встановлені пари кульок 3 радіусом r . Осі, що з'єднують центри пар кульок між сусідніми втулками, зміщені на 90° , що забезпечує їх бокове коливання в різних площинах. Втулки стиснуті між собою за допомогою регульованої пружини 4. На кожній з втулок закріплюють гвинтові лопаті (на рис.2.1 не зображено, див. [82]), які в гнучкому кожуху переміщують сипучий матеріал в зону вивантаження.

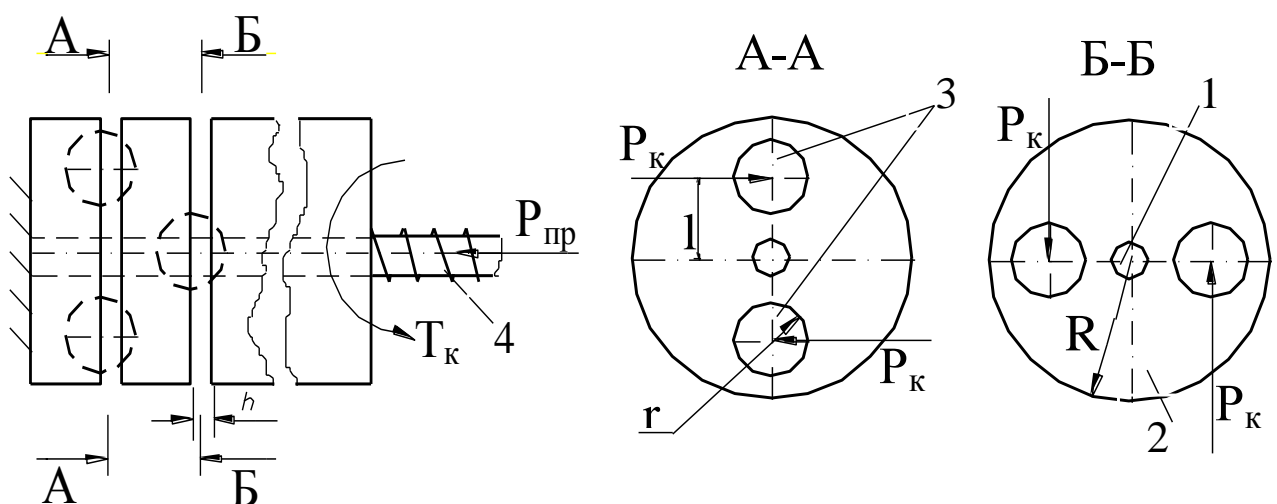


Рис.2.1 Принципова схема компоновки елементів передачі крутного моменту

Метою кінетостатичного аналізу такого робочого органа є встановлення закономірностей впливу конструктивних параметрів вузлів з'єднання гвинтових секцій, а також механізму їх стискання на величину передачі крутного моменту робочим органом і його радіуса транспортування по криволінійних трасах.

Колове зусилля P_k , яке забезпечує передачу крутного моменту (рис.2.1), діє по центру кульок на віддалі " l " від осі троса. Від деформації пружини в осьовому напрямку на втулки діє осьова сила P_{np} .

Оскільки при завантаженні сипучих матеріалів в бункери машин оператор може значно деформувати гнучкий кожух, то одним з важливих питань є визначення впливу конструктивних параметрів робочого органа на його максимальний радіус кривизни R_k , при якому технологічний процес виконується.

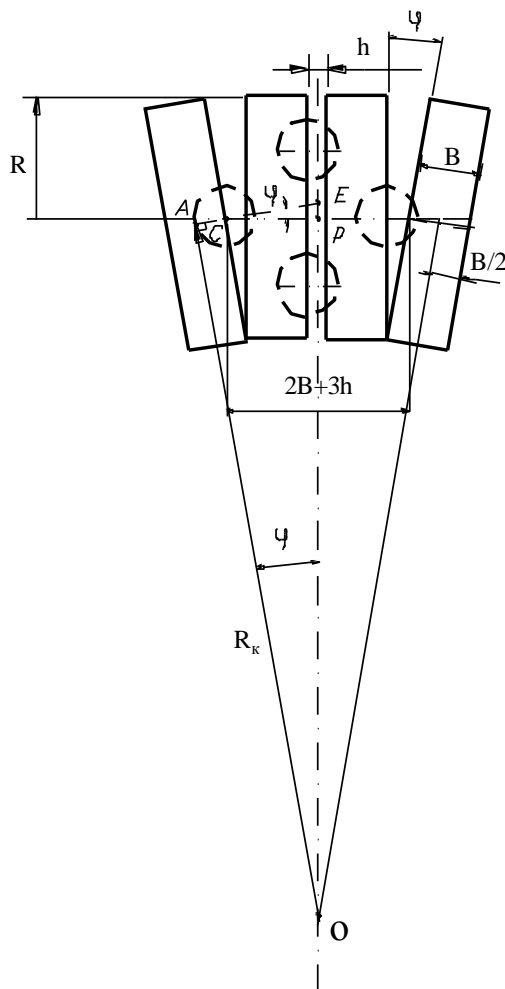


Рис.2.2 Схема розташування суміжних втулок

На рис.2.2 зображена схема розташування суміжних втулок при їх паралельному розташуванні та максимальному боковому зміщенні на величину кута φ , на якій позначено: B - ширина втулки; h - відстань між втулками; R_k - максимальний радіус кривизни робочого органа; R - радіус втулок.

Оскільки осі, що з'єднують пари кульок між суміжними втулками, розташовані у взаємоперпендикулярних площинах, то відповідно сусідні втулки не можуть повертатись одна відносно одної в площині, що проходить через центри кульок, з якими вони взаємозв'язані. При цьому наступні (в осьовому напрямку) пари втулок повертаються на максимально можливий кут повороту φ (рис.2.2).

Для визначення аналітичної залежності максимального радіусу кривизни R_{κ} робочого органа від його конструктивних параметрів розглянемо трикутники ΔOAE і ΔCDE .

З трикутника ΔCDE :

$$CE = \frac{B+3h/r}{\cos \varphi}. \quad (2.1)$$

Тоді катет трикутника ΔOAE рівний

$$AE = \frac{B}{2} + \frac{2B+3h}{2 \cos \varphi}, \quad (2.2)$$

відповідно R_{κ} визначається за залежністю:

$$R_{\kappa} = \frac{AE}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{B \cos \varphi + 2B + 3h}{2 \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \varphi} = \frac{B(2 + \cos \varphi) + 3h}{2 \sin \varphi}. \quad (2.3)$$

Оскільки в залежність (2.3) входить максимальний кут повороту втулок φ , який функціонально зв'язаний з конструктивними параметрами робочого органа залежністю $\varphi = \arcsin(h/R)$, то в кінцевому варіанті отримаємо аналітичну залежність для визначення радіуса кривизни R_{κ} магістралі по якій переміщується сипкий матеріал:

$$R_{\kappa} = \frac{R \left[B \left(2 + \cos \left(\arcsin \left(\frac{h}{R} \right) \right) \right) + 3h \right]}{2h}. \quad (2.4)$$

За результатами розрахунку на ЕОМ залежності (2.4) побудовані графіки (рис.2.3) функціонального зв'язку $R_{\kappa} = f(R; B; h)$, які можуть бути застосовані при оптимізації конструктивно-технологічних параметрів даного робочого органа.

Для встановлення аналітичної залежності крутного моменту, який передає робочий орган, від його конструктивних параметрів звернемося до розрахункової схеми, яка зображена на рис.2.4.

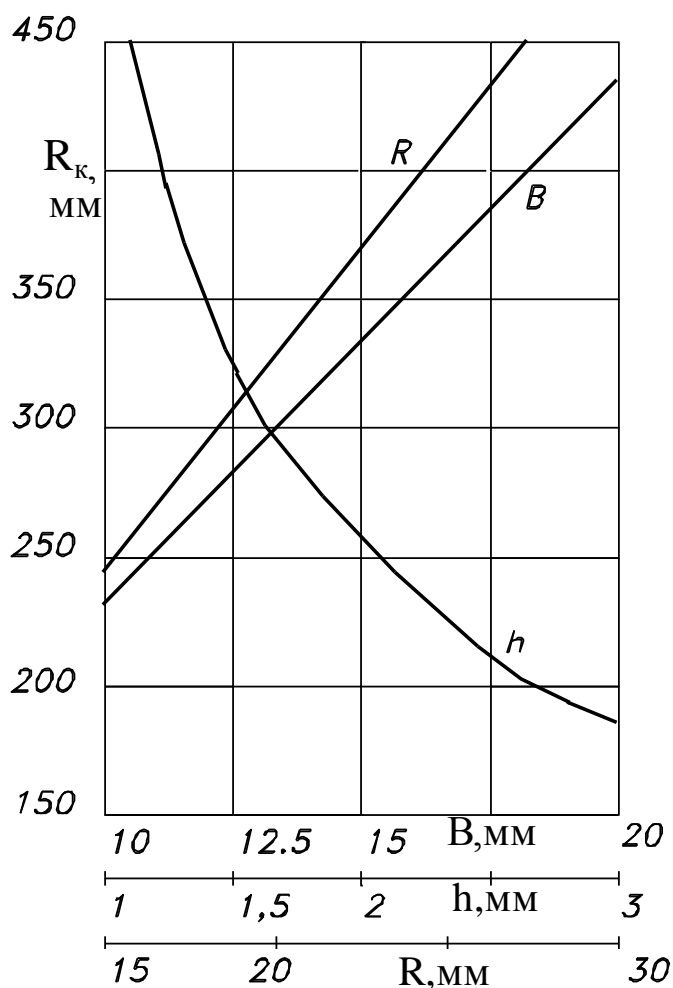


Рис.2.3 Залежності максимального радіуса кривизни робочого органа від його конструктивних параметрів

У випадку, коли втулки розташовані паралельно, крутний момент визначається із залежності (2.1):

$$T = \frac{P_o \cdot l}{\text{tg}(\alpha - \rho)}, \quad (2.5)$$

де P_o - осьова сила, яка в даному випадку рівна силі пружини $P_{np} = c \cdot \Delta$, c - жорсткість пружини, Δ - величина попереднього натягу пружини;

l - плече передачі крутного моменту (відстань від центру втулки до центру кульок);

α - кут розташування нормальної сили P_n від взаємодії кулька-лунка;

ρ - кут тертя в парі кулька-лунка.

Виразивши кут α через конструктивні параметри елементів зачеплення ($\alpha = \arcsin(h/r)$) і підставивши у формулу (2.5) отримаємо:

$$T = \frac{c \cdot \Delta \cdot l}{\text{tg}\left(\arcsin\left(\frac{h}{r}\right) - \rho\right)}. \quad (2.6)$$

Однак, при повертанні втулок одна відносно одної (на рис.2.4. повернута втулка зображена штриховою лінією) величина колового зусилля R_{κ} на кожному з елементів зачеплення буде різною, відповідно, R'_{κ} і R''_{κ} (R''_{κ} - колове зусилля, яке виникає на діаметрально розташованій кульці до зображеної на рис.2.4, що пояснює рис.2.1, перетини по А-А і Б-Б). Це пов'язано з тим, що при зміщенні втулок одна відносно одної на кут φ , в різних парах зачеплення нормальна сила P_{μ} розташовується до центральної осі робочого органа із зміщенням на кут $\pm\xi$.

Для встановлення величини колового зусилля R'_{κ} з векторного розташування сил визначаємо P_z

$$P_z = \frac{P_o}{\sin(\alpha - \rho)}. \quad (2.7)$$

Тоді зусилля P_y рівне

$$P_y = P_z \cdot \cos \beta = \frac{P_o \cdot \cos \beta}{\sin(\alpha - \rho)} = \frac{P_o \cdot \cos(\alpha - \rho + \varphi)}{\sin(\alpha - \rho)};$$

$$P_y = \frac{c \cdot \Delta \cdot \cos(\alpha - \rho + \varphi)}{\sin(\alpha - \rho)}. \quad (2.8)$$

Колова сила P'_{κ} в даному випадку рівна

$$P'_{\kappa} = P_y \cdot \cos \varphi = \frac{c \cdot \Delta \cdot \cos(\alpha - \rho + \varphi) \cos \varphi}{\sin(\alpha - \rho)}. \quad (2.9)$$

Відповідно колове зусилля P''_{κ} на протилежній парі зачеплення буде рівним

$$P''_{\kappa} = \frac{c \cdot \Delta \cdot \cos(\alpha - \rho - \varphi) \cos \varphi}{\sin(\alpha - \rho)}. \quad (2.10)$$

Виражаючи кут α через конструктивні параметри елементів передачі крутного моменту, аналогічно як в (2.6), а також об'єднуючи залежності (2.9) і (2.10), отримаємо аналітичну залежність для визначення крутного моменту, який передають вузли робочого органа

$$T = \frac{c \cdot \Delta \cdot l \cos \left(\arcsin \left(\frac{h}{r} \right) - \rho \pm \varphi \right) \cos \varphi}{\sin \left(\arcsin \left(\frac{h}{r} \right) - \rho \right)}. \quad (2.11)$$

На основі аналізу залежності (2.11) на ПЕОМ при різних конструктивних параметрах пружини стискання ($1-c=100\text{Н/мм}$; $\Delta=5\text{мм}$; $2-c=150\text{Н/мм}$; $\Delta=8\text{мм}$) побудовані графічні залежності характеру зміни крутного моменту на робочому органі від плеча розташування кульок - l ; радіуса кульок - r ; осьового зазора між втулками - h рис.2.5.

Приведені залежності дають можливість вибрати раціональні та конструктивні параметри робочого органа модульного гвинтового агрегата в залежності від радіуса кривизни транспортування сипучих матеріалів, а також від необхідних енергетичних параметрів для забезпечення виконання технологічного процесу при різних висотах та довжинах транспортування.

2.2 Силевий розрахунок механізму натягу троса гвинтових секцій

Передача крутного моменту при обертанні робочого органа МГА забезпечується за допомогою сферичних виступів і впадин сусідніх гвинтових секцій, котрі підтиснуті між собою центральним тросом, величина натягу якого регулюється пружним механізмом. Оскільки конструктивно передбачено виготовлення гвинтових секцій зі сферичними впадинами з пластичних матеріалів (пластмас), а проміжних сферичних виступів (кульок) металевими, то на поверхнях елементів передачі крутного моменту будуть виникати контактні напруження,

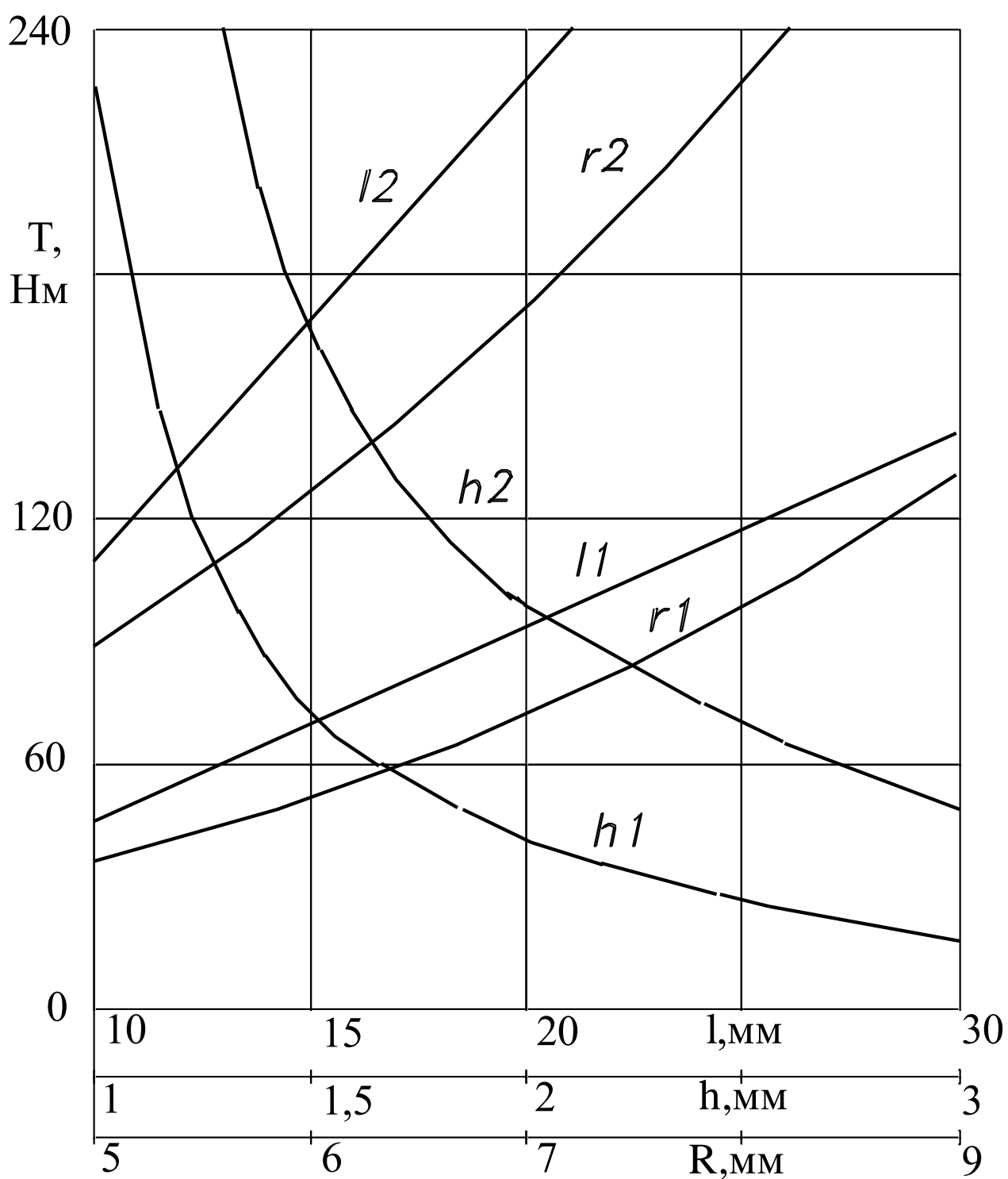


Рис.2.5 Залежності характеру зміни крутного моменту від конструктивних параметрів робочого органа.

відносно яких необхідно вибрати параметри механізму натягу троса. Для визначення раціональних силових та конструктивних параметрів робочого органа МГА з метою підвищення надійності його функціонування доцільно скористатись теорією пружності Г.Герца [107] з врахуванням допустимих контактних напружень.

В загальному випадку розрахункову схему елементів взаємодії сусідніх секцій зображено на рис. 2.6. При цьому, для випадку тиску кулі на вигнуту сферичну поверхню скористаємось відомою залежністю [107] для визначення максимальних контактних напружень.

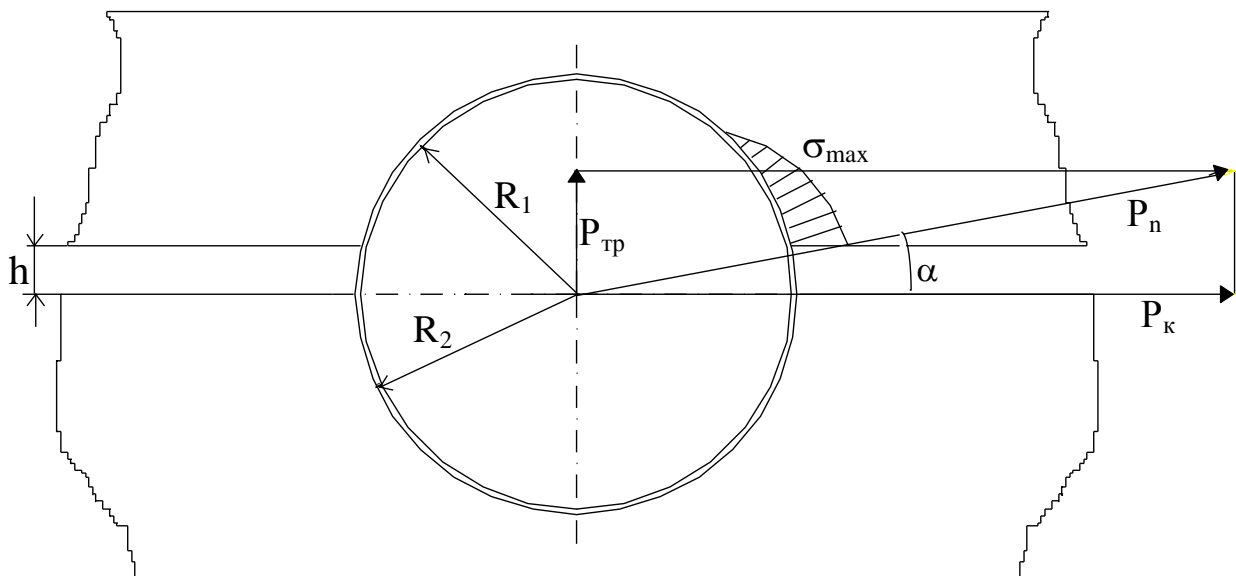


Рис.2.6 Розрахункова схема взаємодії елементів зачеплення гвинтових секцій

$$\sigma_{\max} = 0,388 \cdot \sqrt[3]{4P_n \cdot \frac{E_1^2 E_2^2}{(E_1 + E_2)^2} \cdot \frac{(R_1 - R_2)^2}{R_1^2 R_2^2}}, \quad (2.12)$$

де P_n - нормальна сила, яка виникає в зоні контакту тіл;

E_1 і E_2 - відповідно модулі пружності матеріалів кульки і сферичної впадини;

R_1 - радіус кульки;

R_2 - радіус сферичної впадини.

Враховуючи те, що гвинтова секція виготовляється з пластмаси методом лиття в прес-форму, точність сферичних впадин на декілька квалітетів є нижчою, ніж кульки, а тому приймемо, що $R_2 = R_1 + \delta$, де $\delta = 0,05 \dots 0,2$ мм.

Оскільки метою теоретичного розрахунку є встановлення функціонального зв'язку між силою натягу троса P_{mp} і параметрами елементів зачеплення, виразимо P_{mp} через нормальну силу P_n , яка викликає пляму контакту

$$P_n = \frac{P_{mp}}{\sin \alpha} = \frac{P_{mp} \cdot R_1}{h}, \quad (2.13)$$

$$\text{де } \alpha = \arcsin \left(\frac{h}{R_1} \right);$$

h - величина зазора між сусідніми гвинтовими секціями.

Підставляючи (2.13) в (2.12), після перетворень отримаємо

$$P_{mp} = \frac{\sigma_{\max}^3 \cdot (E_1 + E_2)^2 \cdot R_2^2 \cdot R_1 \cdot h}{0,233 \cdot E_1^2 \cdot E_2^2 \cdot (R_1 - R_2)^2}. \quad (2.14)$$

Враховуючи, що $R_2 = R_1 + \delta$ залежність (2.14) в кінцевому варіанті прийме вигляд

$$P_{mp} = \frac{\sigma_{\max}^3 \cdot (E_1 + E_2)^2 \cdot (R_1 + \delta)^2 \cdot R_1 \cdot h}{0,233 \cdot E_1^2 \cdot E_2^2 \cdot \delta^2}. \quad (2.15)$$

Необхідно відмітити, що в зоні контакту епюра напружень матиме вигляд півкола, однак передача крутного моменту здійснюється парою діаметрально розташованих кульок. Таким чином праву частину залежності (2.15) необхідно домножити на 2 і поділити на кількість кульок (2), що залишить її незмінною.

Для визначення впливу різних факторів на величину сили натягу троса розроблена програма розрахунку на ПЕОМ формули (2.15).

На рис.2.7 представлені графічні залежності P_{mp} від граничних контактних напружень σ_{\max} і величини зазора h між гвинтовими секціями. Оскільки граничні напруження функціонально зв'язані з модулем пружності різних типів пластмас, то для зони $\sigma_{\max}=40\dots100$ МПа зображено три графічні залежності $P_{mp} = f(\sigma_{\max})$ при різних значеннях модуля пружності E_2 : 1– $E_{21}=4000$ МПа; 2– $E_{22}=7000$ МПа; 3– $E_{23}=10000$ МПа, інші параметри залишались незмінними і становили: $E_1=2\cdot 10^5$ МПа; $R_1=7$ мм; $\delta=0,5$ мм; $h=1,5$ мм.

Аналізуючи дані залежності, можна констатувати, що зміна E_2 в даному діапазоні практично не впливає на величину P_{mp} , а збільшення σ_{\max} від 40 до 96...97МПа надає можливість збільшити силу натягу троса у 8 разів, що необхідно при передачі значних крутних моментів гвинтовими секціями у випадку їх функціонування при високих продуктивностях МГА.

При збільшенні зазора h між секціями P_{mp} зростає лінійно, причому кут нахилу прямих в значній мірі залежить від σ_{\max} . Так, на рис.2.7 зображені графічні залежності $P_{mp} = f(h)$, відповідно, при $\sigma_{\max 1}=40$ МПа; $\sigma_{\max 2}=60$ МПа; $\sigma_{\max 3}=80$ МПа. Інші параметри становили: $E_1=2\cdot 10^5$ МПа; $E_2=7000$ МПа; $R_1=7$ мм; $\delta=0,5$ мм.

Необхідно зауважити, що величина зазора h суттєво впливає на кривизну траси транспортування і при виборі величини P_{mp} необхідно врахувати експлуатаційні вимоги, які висуваються до даного агрегата.

На рис.2.8 представлені графічні залежності P_{mp} від радіуса сферичного виступу R_1 і величини допуску δ на виготовлення сферичних впадин. Встановлено, що при збільшенні величини R_1 від 4 до 10мм P_{mp} зростає по параболічній залежності, на характер і абсолютні значення якої суттєво впливає σ_{\max} . Так, доведено, що зміна σ_{\max} від 40 до 80 МПа призводить до збільшення P_{mp} в 7...8 разів.

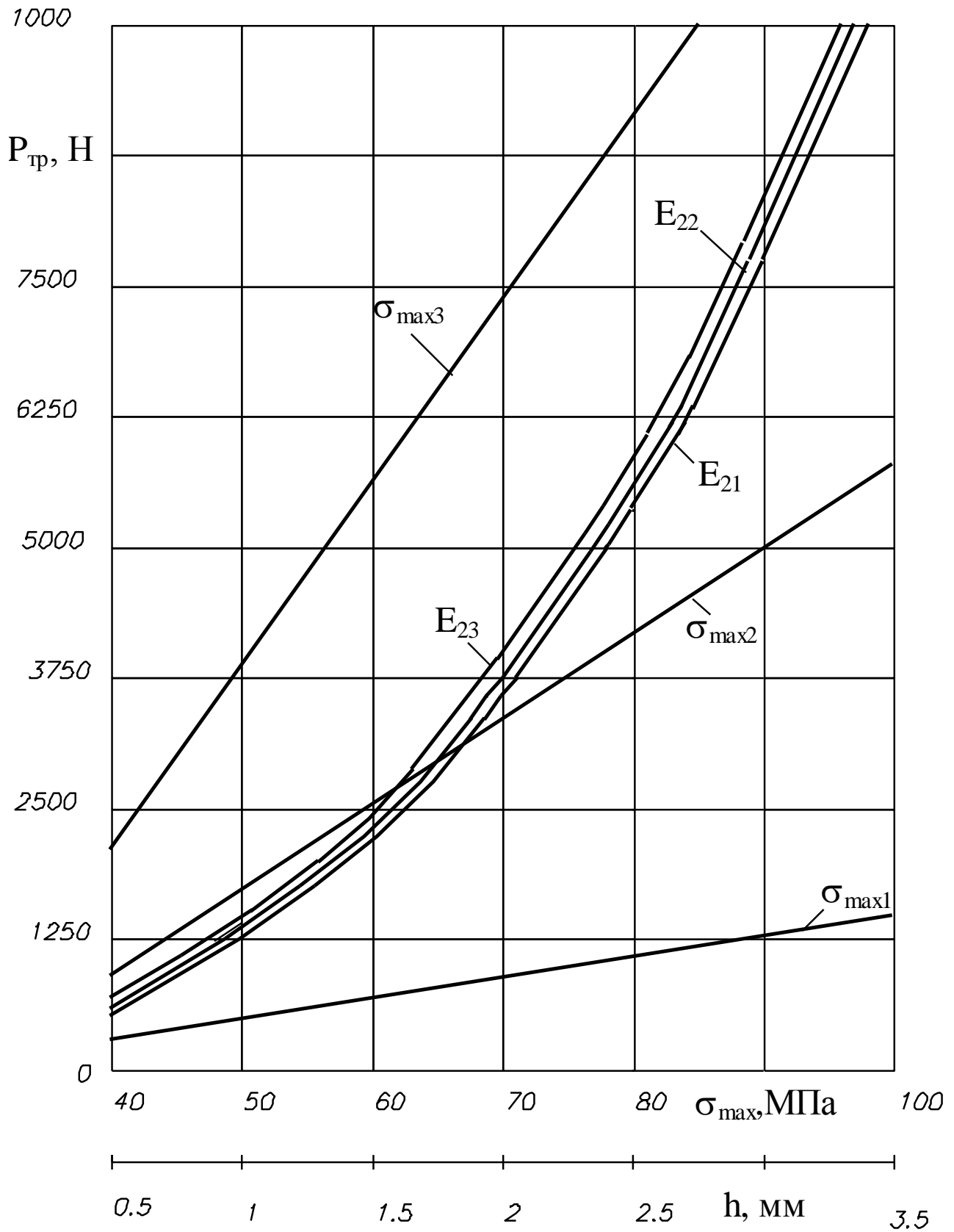


Рис.2.7 - Графічні залежності сили натягу троса $P_{тр}$ від граничних контактних напружень σ_{max} та величини зазора h між гвинтовими втулками

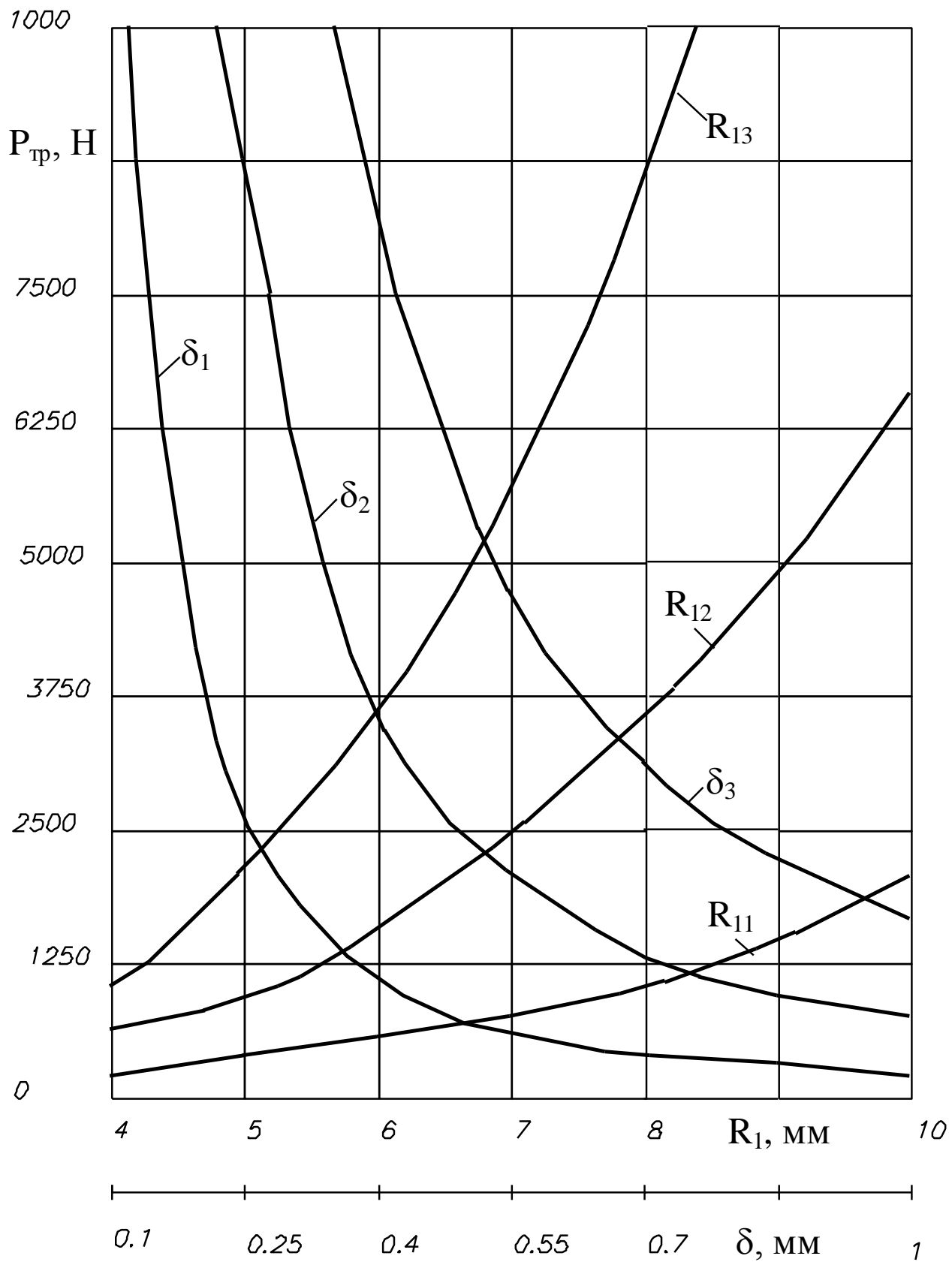


Рис.2.8 - Графічні залежності сили натягу троса $P_{тр}$ від радіусасферичного виступу R_1 і величини допуску δ на виготовлення сферичної впадини

На рис.2.8 позиції відповідають наступним значенням σ_{\max} : $R_{11} - \sigma_{\max} = 40\text{МПа}$; $R_{12} - \sigma_{\max} = 60\text{МПа}$; $R_{13} - \sigma_{\max} = 80\text{МПа}$. Інші параметри становили: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5\text{МПа}$; $E_2 = 7000\text{МПа}$; $\delta = 0,5\text{мм}$; $h = 1,5\text{мм}$.

Суттєвий вплив на абсолютну величину P_{mp} має значення допуску δ на виготовлення сферичних впадин, а функція $P_{mp} = f(\delta)$ має експотенціальний характер зміни при пониженні точності виготовлення даних поверхонь. На даному графіку σ_{\max} відповідають такі значення $\delta_1 - \sigma_{\max} = 40\text{МПа}$; $\delta_2 - \sigma_{\max} = 60\text{МПа}$; $\delta_3 - \sigma_{\max} = 80\text{МПа}$. Інші параметри становлять: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5\text{МПа}$; $E_2 = 7000\text{МПа}$; $h = 1,5\text{мм}$; $R_1 = 0,7\text{мм}$;

Встановлено, що пониження допуску на виготовлення сферичних впадин з 0,1 до 0,5мм призводить до падіння величини P_{mp} у 18...20 разів, а з 0,5 до 1мм у 3...4 рази.

Даний фактор має домінуючий вплив на вибір значень P_{mp} і потребує високоточної технології виготовлення пластмасових гвинтових секцій з урахуванням режимів лиття, охолодження пресформи, термообробки секцій.

Вищенаведені графічні залежності ляжуть в основу оптимізації конструкторсько-технологічних параметрів робочого органа МГА даного типу.

2.3. Динамічна модель процесу функціонування робочого органа в критичних режимах навантаження

Для визначення максимального динамічного моменту, що може передавати розроблений гнучкий робочий орган, який виготовлений у вигляді пластмасових шарнірно-кулькових елементів з механізмом їх натягу, і моменту спрацювання запобіжної муфти - була складена динамічна модель, яка відображає процес його роботи в критичних режимах навантаження. Такі дослідження необхідно провести з метою виключення можливості відносного провертання гвинтових елементів у випадку перевантаження робочих органів, що може призвести до переривання

технологічного процесу МГА і поломки його вузлів. Схема даної моделі показана на рис.2.9. Для спрощення розрахунків розподілена маса робочого органа з вантажем в даній моделі була приведена до системи двох зосереджених мас, з'єднаних пружною невагомою ланкою [46, 47, 112].

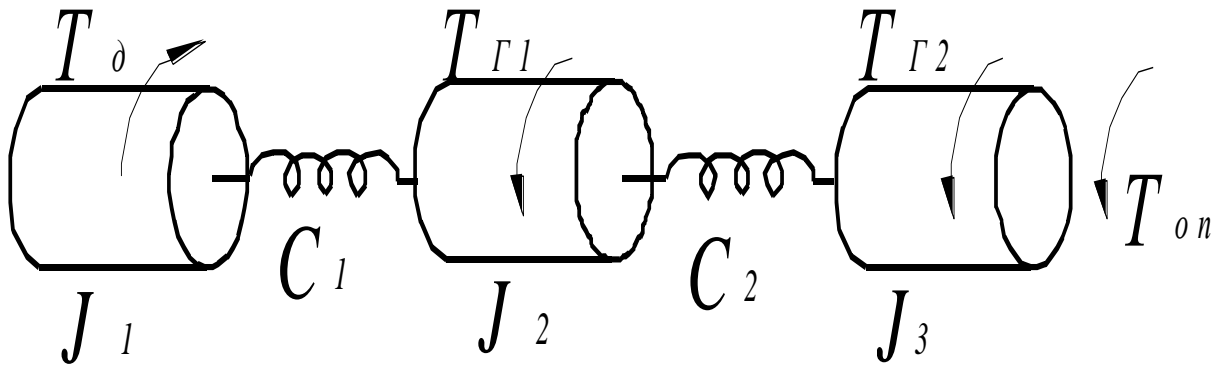


Рис.2.9 Динамічна схема приводу і робочого органа

Динамічні рівняння даної моделі мають вигляд [46]:

$$\begin{aligned}
 J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 &= T_d - C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), \\
 J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 &= C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - T_{Г1}, \\
 J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 &= C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - T_{Г2} - T_{on}.
 \end{aligned}
 \tag{2.16}$$

де J_1 - приведений момент двигуна до вала робочого органа, кг·м²;

J_2 і J_3 - приведені моменти інерції робочого органа, кг·м²;

φ_i - кут повороту i -ої ланки, рад.;

C_1 - приведена жорсткість всіх елементів від двигуна до робочого органа,

Н·м;

C_2 - приведена жорсткість робочого органа, Н·м;

Прийmemo, що $T_{\Gamma 1} = \text{const}$; $T_{\Gamma 2} = \text{const}$; $T_{\delta} = \text{const}$; $T_{on} = T_{on1} + T_{on2} \cdot t$; $T_{on1} = \text{const}$ і рух відбувається до зупинки маси J_3 , після чого система прийме вигляд рис.2.10.

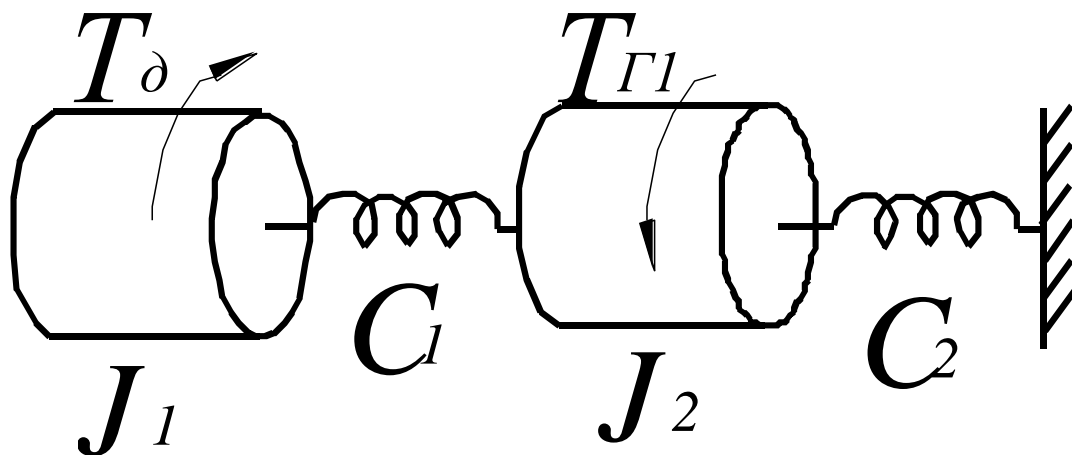


Рис.2.10 Динамічна схема системи в критичних умовах роботи

Зображена на рис. 2.10 система характеризує крайній випадок зупинки робочого органа і є небажаним режимом роботи. Тому в привідній частині була встановлена запобіжна муфта, яка повинна розімкнути кінематичну ланку до зупинки робочого органа. Для цього необхідно визначити максимальні навантаження в ланці C_1 до зупинки робочого органа і вибрати відповідну запобіжну муфту.

Визначимо початкові умови для трьохмасової системи (Рис.2.9). Виберемо початок системи координат, прив'язаний до маси J_1 , яка обертається з кутовою швидкістю ω_0 :

$$\begin{aligned} \varphi_{1(0)} &= 0; \quad \omega_{1(0)} = \omega_0; \\ \varphi_{2(0)} &= -T_{\delta} / C_1; \quad \omega_{2(0)} = \omega_0; \\ \varphi_{3(0)} &= (-T_{\delta} + T_{\Gamma 1}) / C_2 + \varphi_{2(0)}; \quad \omega_{3(0)} = \omega_0. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Також слід зазначити, що в стаціонарному режимі роботи $T_{\delta} = T_{\Gamma 1} + T_{\Gamma 2}$.

Для спрощення розрахунків перейдемо до відносних координат $\psi_1 = \varphi_1 - \varphi_2$; $\psi_2 = \varphi_2 - \varphi_3$, і, врахувавши, що:

$$\begin{aligned}\ddot{\varphi}_1 &= \frac{T_\partial}{J_1} - \frac{C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)}{J_2} - \frac{C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3)}{J_2} - \frac{T_{\Gamma 1}}{J_2}; \\ \ddot{\varphi}_3 &= \frac{C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3)}{J_3} - \frac{T_{\Gamma 2} + T_{on}}{J_3},\end{aligned}\tag{2.18}$$

будемо мати:

$$\ddot{\psi}_1 = \frac{T_\partial}{J_1} - \frac{C_1 \psi_1}{J_1} - \frac{C_1 \psi_1}{J_2} + \frac{C_2 \psi_2}{J_2} + \frac{T_{\Gamma 1}}{J_2};\tag{2.19}$$

$$\ddot{\psi}_2 = \frac{C_1 \psi_1}{J_2} - \frac{C_2 \psi_2}{J_2} - \frac{T_{\Gamma 1}}{J_2} - \frac{C_2 \psi_2}{J_3} + \frac{T_{\Gamma 2} + T_{on}}{J_3}.\tag{2.20}$$

Зведемо подібні члени і приведемо дані рівняння до канонічного вигляду.

$$\ddot{\psi}_1 + \left(\frac{C_1}{J_1} + \frac{C_1}{J_2} \right) \cdot \psi_1 - \frac{C_2}{J_2} \cdot \psi_2 = \frac{T_{\Gamma 1}}{J_2} + \frac{T_\partial}{J_1};\tag{2.21}$$

$$\ddot{\psi}_2 + \left(\frac{C_2}{J_2} + \frac{C_2}{J_3} \right) \cdot \psi_2 - \frac{C_1}{J_2} \cdot \psi_1 = \frac{T_{\Gamma 2} + T_{on}}{J_3} - \frac{T_{\Gamma 1}}{J_2}.\tag{2.22}$$

При приведенні розподіленої маси робочого органа до двохмасової моделі можна прийняти $J_2 = J_3 = J$; $T_{\Gamma 1} = T_{\Gamma 2} = T_\Gamma$, тоді рівняння (2.21) і (2.22) приймуть вигляд:

$$\ddot{\psi}_1 + \psi_1 C_1 \cdot \left(\frac{J + J_1}{J_1 J} \right) - \frac{C_2}{J} \cdot \psi_2 = \frac{T_\Gamma}{J} + \frac{T_\partial}{J_1};\tag{2.23}$$

$$\ddot{\psi}_2 + \psi_2 \cdot \frac{2C_2}{J} - \frac{C_1}{J} \cdot \psi_1 = \frac{T_{on}}{J}.\tag{2.24}$$

Початкові умови для даної системи будуть наступні:

$$\begin{aligned}\psi_{1(0)} &= \frac{T_\delta}{C_1}; \quad \dot{\psi}_{1(0)} = 0; \\ \psi_{2(0)} &= \frac{T_\delta - T_\Gamma}{C_2}; \quad \dot{\psi}_{2(0)} = 0.\end{aligned}\tag{2.25}$$

Домноживши обидві частини рівняння (2.19) на $\frac{J}{C_2}$ і виділивши з нього

ψ_2 отримаємо:

$$\psi_2 = \ddot{\psi}_1 \cdot \frac{J}{C_2} + \psi_1 \frac{C_1}{C_2} \cdot \left(\frac{J+J_1}{J_1} \right) - \frac{T_\Gamma}{C_2} - \frac{T_\delta J}{C_2 J_1}.\tag{2.26}$$

Продиференціювавши рівняння (2.26), будемо мати:

$$\ddot{\psi}_2 = \psi_1^{IV} \cdot \frac{J}{C_2} + \ddot{\psi}_1 \frac{C_1}{C_2} \cdot \left(\frac{J+J_1}{J_1} \right).\tag{2.27}$$

Підстановкою рівнянь (2.27) і (2.26) в рівняння (2.24) отримаємо:

$$\begin{aligned}\psi_1^{IV} \frac{J}{C_2} + \ddot{\psi}_1 \frac{C_1}{C_2} \cdot \frac{J+J_1}{J_1} + 2\ddot{\psi}_1 + \frac{2C_1(J+J_1)}{J \cdot J_1} \psi_1 - \frac{2T_\Gamma}{J} - \frac{2T_\delta}{J_1} - \frac{C_1}{J} \psi_1 &= \frac{T_{on}}{J}; \\ \psi_1^{IV} \frac{J}{C_2} + \ddot{\psi}_1 \left(2 + \frac{J+J_1}{J_1} \cdot \frac{C_1}{C_2} \right) + \psi_1 \left(\frac{2C_1(J+J_1)}{J \cdot J_1} - \frac{C_1}{J} \right) &= \frac{T_{on} + 2T_\Gamma}{J} + \frac{2T_\delta}{J_1}; \\ \psi_1^{IV} + \ddot{\psi}_1 \left(\frac{2C_2}{J} + \frac{J+J_1}{J \cdot J_1} \cdot C_1 \right) + \psi_1 \left(\frac{2}{J \cdot J_1} + \frac{1}{J^2} \right) C_1 C_2 &= \frac{T_{on} C_2 + 2T_\Gamma C_2}{J^2} + \frac{2T_\delta C_2}{J \cdot J_1}.\end{aligned}\tag{2.28}$$

Для розв'язку диференційного рівняння 4-го порядку (2.28) запишемо характеристичне рівняння, корені якого дають частоти власних коливань трьохмасової системи. Для цього замінимо значення похідної змінною k в

відповідному степені. Характеристичне диференціальне рівняння виразу (2.28) має вигляд:

$$k^4 + k^2 p + q = 0, \quad (2.29)$$

$$\text{де } p = \frac{2C_2}{J} + \frac{J+J_1}{J \cdot J_1} \cdot C_1;$$

$$q = \left(\frac{2}{J \cdot J_1} + \frac{1}{J^2} \right) C_1 C_2.$$

Зробивши заміну $k^2 = r$, маємо:

$$r^2 + rp + q = 0; \quad (2.30)$$

$$r_{1,2} = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q};$$

$$k_{1,2} = \pm \sqrt{r_1}; \quad k_{3,4} = \pm \sqrt{r_2}.$$

Для пружної системи значення r_1 і r_2 будуть від'ємними, тому $k_{1,2}$ і $k_{3,4}$ - є комплексними членами, а розв'язок матиме коливний характер.

Для визначення частот коливань γ запишемо формули:

$$\gamma_1 = \sqrt{-r_1};$$

$$\gamma_2 = \sqrt{-r_2}. \quad (2.31)$$

Загальний розв'язок однорідного диференціального рівняння (2.18) матиме вигляд:

$$\psi_{13} = A \sin \gamma_1 t + B \cos \gamma_1 t + C \sin \gamma_2 t + D \cos \gamma_2 t; \quad (2.32)$$

де A, B, C, D - постійні інтегрування, які знаходять з початкових умов.

Частковий розв'язок неоднорідного диференціального рівняння (2.28) знаходимо на основі вигляду правої частини, виразивши її через суму постійного коефіцієнта E і змінної Ft .

$$\psi_{1\varphi} = E + Ft. \quad (2.33)$$

Підставляючи $\psi_{1\varphi}$ у рівняння (2.28), знаходимо E і F .

$$E \cdot C_1 C_2 \left(\frac{2}{J \cdot J_1} + \frac{1}{J^2} \right) = \frac{T_{on1} C_2 + 2T_\Gamma C_2}{J^2} + \frac{2T_\delta C_2}{J \cdot J_1};$$

$$E = \frac{T_{on1} J_1 + 2T_\Gamma J_1 + 2T_\delta J}{C_1 (2J + J_1)};$$

$$F \cdot C_1 C_2 \left(\frac{2}{J \cdot J_1} + \frac{1}{J^2} \right) \cdot t = \frac{T_{on2} C_2}{J^2} \cdot t;$$

$$F = \frac{T_{on2} J_1}{C_1 (2J + J_1)}.$$

Загальний розв'язок неоднорідного диференціального рівняння (2.28) є сумою загального розв'язку однорідного диференціального рівняння ψ_{13} і часткового розв'язку неоднорідного диференціального рівняння $\psi_{1\varphi}$

$$\begin{aligned} \psi_1 = \psi_{13} + \psi_{1\varphi} = & A \sin \gamma_1 t + B \cos \gamma_1 t + C \sin \gamma_2 t + D \cos \gamma_2 t + \\ & + \frac{T_{on1} J_1 + 2T_\Gamma J_1 + 2T_\delta J}{C_1 (2J + J_1)} + \frac{T_{on2} J_1}{C_1 (2J + J_1)} \cdot t \end{aligned} \quad (2.34)$$

Продиференціюємо (2.34) по t і підставимо в отриманий вираз початкові умови (2.25). Отримаємо систему 4-ох рівнянь, з якої визначимо постійні інтегрування A, B, C, D .

$$\begin{aligned} \psi_1 = & A \sin \gamma_1 t + B \cos \gamma_1 t + C \sin \gamma_2 t + D \cos \gamma_2 t + \\ & + \frac{T_{on1} J_1 + 2T_\Gamma J_1 + 2T_\delta J}{C_1 (2J + J_1)} + \frac{T_{on2} J_1}{C_1 (2J + J_1)} \cdot t \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{\psi}_1 = & \gamma_1 (A \cos \gamma_1 t - B \sin \gamma_1 t) + \gamma_2 (C \cos \gamma_2 t - D \sin \gamma_2 t) + \\ & + \frac{T_{on2} J_1}{C_1 (2J + J_1)} \end{aligned} \quad (2.35)$$

$$\ddot{\psi}_1 = \gamma_1^2 (-A \sin \gamma_1 t - B \cos \gamma_1 t) + \gamma_2^2 (-C \sin \gamma_2 t - D \cos \gamma_2 t)$$

$$\ddot{\psi}_1 = \gamma_1^3 (-A \cos \gamma_1 t + B \sin \gamma_1 t) + \gamma_2^3 (-C \cos \gamma_2 t + D \sin \gamma_2 t)$$

Початкові умови для $\dot{\psi}$ і $\ddot{\psi}$ знаходимо із рівняння (2.23)

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_{1(0)} &= \frac{T_\partial}{J_1} + \frac{T_\Gamma}{J} - \frac{J + J_1}{J_1 \cdot J} C_1 \psi_{1(0)} + \frac{C_2}{J} \cdot \psi_{2(0)} = \\ &= \frac{T_\partial}{J_1} + \frac{T_\Gamma}{J} - \frac{(J + J_1) \cdot T_\partial}{J_1 \cdot J} + \frac{T_\partial - T_\Gamma}{J} = 0 \\ \ddot{\psi}_{1(0)} &= -\frac{J + J_1}{J_1 \cdot J} C_1 \dot{\psi}_{1(0)} + \frac{C_2}{J} \cdot \dot{\psi}_{2(0)} = 0 \end{aligned}$$

Розглянемо процес гальмування і визначимо навантаження в системі та час, за який крутний момент у робочому органі $T_{2\max} = C_2 \cdot \psi_{2\max}$ досягне критичного значення (момент при якому відбудеться повертання секцій одна відносно одної). Для уникнення такого явища необхідно обладнати вал привода C_1 муфтою, яка забезпечить спрацювання при значенні крутного моменту $T_{1\max} = C_1 \cdot \psi_{1\max}$ меншого, ніж критичне значення.

Провівши на ЕОМ розрахунки динамічної моделі процесу переміщення матеріалу робочим органом в критичних режимах навантаження, було досліджено конструктивні параметри установки (J_1, J_2, J_3, C_1, C_2) та параметри навантаження $T_\partial, T_\Gamma, T_{on}, \omega_0$ і їх вплив на час наростання критичного навантаження, а також характеру зміни крутного моменту, який виникає на привідних ланках рушія робочого органа. При зміні одних параметрів інші залишались незмінними і

становили: $J_1=10\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J_2=J_3=2\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $C_1=100000\text{Н}\cdot\text{м}$; $C_2=10000\text{Н}\cdot\text{м}$; $T_\delta=20\text{Н}\cdot\text{м}$; $T_\Gamma=10\text{Н}\cdot\text{м}$; $T_{on}=10\text{Н}\cdot\text{м}$; $\omega_0=10\text{с}^{-1}$. На основі аналізу отриманих результатів (програма розрахунку представлено в додатку Б, а результати розрахунків представлені в додатку В) можна зробити наступні висновки. Зміна жорсткості ведучих ланок C_1 в межах від 30000 до 340000Н·м призводить до зміни часу t_k наростання критичного навантаження робочого органа від 0,134 до 0,180с, таким чином для уникнення повертання гвинтових втулок у випадку перевантаження в кінематичний ланцюг приводу агрегата необхідно вводити пружно-запобіжну муфту, момент спрацювання якої $\leq 60\text{Н}\cdot\text{м}$, а час її спрацювання повинен не перевищувати 0,13с.

Зміна жорсткості C_2 від 3000 до 34000Н·м призводить до збільшення t_k від 0,129 до 0,176с.

Зміна кутової швидкості ω не впливає на час наростання навантаження. Збільшення моментів інерції ведучих J_1 та ведених J_2 мас J_1 від 3 до 34кг·м² і J_2 від 0,6 до 6,8кг·м² призводить до збільшення часу t_k від 0,125 до 0,186с, причому максимальний момент на привідному валу становить 68,228Н·м. При дослідженні впливу обертового моменту T_δ на приводі на час t_k встановлено, що в межах $T_\delta=6\dots45,5\text{Н}\cdot\text{м}$, t_k змінюється від 0,11 до 0,15с. В той же час при $T_\delta \geq 68,34\text{Н}\cdot\text{м}$, час наростання навантаження різко зменшувався і становив 0,072с. Аналогічно, різке зменшення часу t_k до 0,038...0,086с спостерігалось при зростанні моменту опору T_{on} робочого органа більше 70Н·м за 0,1с. Варто відзначити, що стабільне значення T_{on} в усталеному режимі роботи агрегата, яке перевищує 35Н·м також призводить до різкого зростання часу t_k від 0,2 до 0,4с. Для забезпечення нормального функціонування МГА у випадку виникнення критичних навантажень та уникнення відносного повертання гвинтових секцій отримані результати необхідно враховувати при безпосередньому проектуванні пружно-захисних муфт.

2.4. Розрахунок гвинтової лопаті на міцність

З метою визначення раціональних параметрів гвинтових лопаток проведено їх розрахунок на міцність. Гвинтова лопать сприймає розподілені навантаження при переміщенні вантажу, які в основному зосереджуються по круговому периметру лопаті із діаметром D . Лопать виконана у вигляді вирізаного гвинтового сектора з кутом $\varphi = 90^\circ$ і її висота по осі становить $H = B + h = T/4$, де T - крок гвинтової лінії. При навантаженні лопаті згин проходить по лінії, розміщеній в площині, дотичній до циліндричної основи вала.

Рівняння кривої, по якій проходить згинання лопаті, шукаємо як перетин цієї площини із гвинтовою поверхнею шнека.

Рівняння гвинтової поверхні у параметричному вигляді:

$$\begin{aligned}x &= u \cos v; \\y &= u \sin v; \\z &= \frac{Tv}{2\pi},\end{aligned}\tag{2.37}$$

де u та v - лінійний та кутовий незалежні параметри поверхні.

Рівняння площини, дотичної до циліндричної основи вала, згідно рис.2.11 приймаємо:

$$x = R_n,\tag{2.38}$$

де R_n - віддаль площини від осі шнеку, яку приймаємо $R_n = R$.

Із залежності (2.37) при $x = R$ параметр u для кривої є визначеним $u = R / \cos v$, отже,

$$y = x \operatorname{tg} v = R \cdot \operatorname{tg} v.\tag{2.39}$$

Враховуючи, що $v = 2\pi \cdot z / T$, рівняння шуканої кривої в площині YOZ буде:

$$y = R \cdot \operatorname{tg} \frac{2\pi z}{T}.\tag{2.40}$$

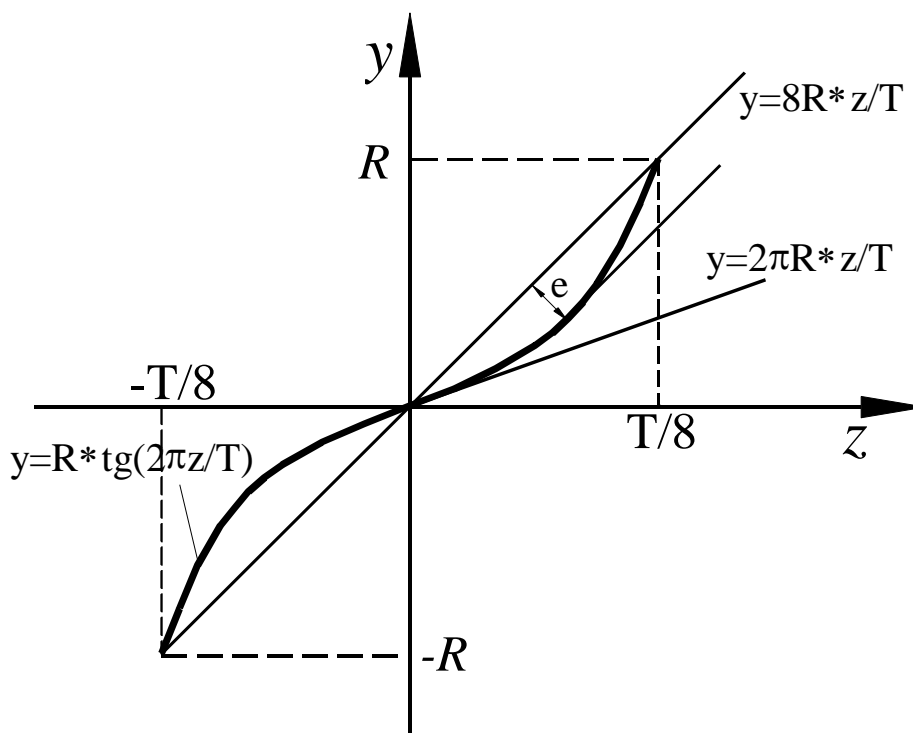


Рис.2.11 - Схема для визначення параметрів профілю згину

Для гвинтового сектора рівного $\pi/2$, кутова координата ν змінюється від $-\pi/4$ до $\pi/4$ і в крайніх точках кривої параметри u , z , y приймають такі значення $u = \sqrt{2}R$; $z = \pm T/8$; $y = \pm R$.

Отже, центральна та крайні точки лежать на одній прямій, рівняння якої:

$$y = \frac{8R}{T} z. \quad (2.41)$$

В центральній точці $S(0, 0)$ дотична до лінії (2.40) буде:

$$y = y'(z=0) \cdot z = \frac{2\pi Rz}{T \cos^2 \frac{2\pi z_0}{T}} = \frac{2\pi R}{T} z. \quad (2.42)$$

В процесі згинання профілю по лінії, що описується залежністю (2.40), вісь згинання буде лежати між прямими (2.41) та (2.42) і описуватись залежністю

$$y = kz, \quad (2.43)$$

де k - коефіцієнт, рівний $\frac{2\pi R}{T} < k \leq \frac{8R}{T}$.

Кут $\Delta\varphi$ між прямими (2.40) та (2.41) є незначний. Так, для експериментального взірця $T=0,8D$, $R=0,5D$, $\Delta\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{8R}{T}\right) - \operatorname{arctg}\left(\frac{2\pi R}{T}\right) \approx 3^\circ$

Для визначення максимального відхилення кривої (2.40) від прямої (2.41) прирівнюємо до нуля похідну їх різниці.

$$\frac{d\left(R \operatorname{tg} \frac{2\pi z}{T} - \frac{8R}{T} z\right)}{dz} = \frac{2\pi R}{T \cos^2(2\pi z/T)} - \frac{8R}{T} = 0. \quad (2.44)$$

З формули (2.44) випливає, що $\cos^2 \frac{2\pi z}{T} = \frac{\pi}{4}$, а координати точки максимального відхилення від прямої (2.41) будуть наступні

$$z_{\max} = \frac{\arccos \sqrt{\pi/4}}{2\pi} T = 0,07666T \approx T/13; \quad (2.45)$$

$$y_{\max} = R \cdot \operatorname{tg} \left(\arccos \sqrt{\frac{\pi}{4}} \right) = 0,26135R.$$

Для визначення величини максимального відхилення e представимо рівняння (2.41) у нормальному вигляді

$$\frac{T}{\sqrt{T^2 + 64R^2}} y - \frac{8R}{\sqrt{T^2 + 64R^2}} z = 0. \quad (2.46)$$

Тоді, відхилення e рівне:

$$e = \frac{T y_{\max} - 8R z_{\max}}{\sqrt{T^2 + 64R^2}}. \quad (2.47)$$

Так, для експериментального взірця з конструктивними параметрами $D=100\text{мм}$, $T=0,8D$; $R=0,5D$ величина відхилення $e=0,00888D=0,88\text{мм}$.

Для гвинтових поверхонь $T < 0,8D$ це значення ще менше.

Отже, прогин гвинтової поверхні буде проходити по лінії (2.40), що має незначне викривлення з максимальним відхиленням від прямої (2.41), що рівне (2.47).

Розрахункова довжина відрізка прямої b (ширина поверхні згину) на гвинтовому секторі рівному $\varphi = \pi/2$ буде:

$$b = 2\sqrt{R_n^2 + \frac{T^2}{64}}. \quad (2.48)$$

При згині жорсткого профілю, форма якого не змінюється, головні осі інерції профілю із осями OY та OZ повернуті на кут $\Theta = \arctg k$ і мінімальний осьовий момент інерції відносно осі $O'Z'$, що проходить по лінії, яка описується залежністю (2.42), рівний:

$$I_{z'} = \iint_{\Omega} y_I^2 d\Omega, \quad (2.49)$$

де Ω - площа, що обмежується зверху і знизу відповідно кривими

$$\frac{y_I - \frac{t}{2} + kz_I}{\sqrt{k^2 + 1}} = R \cdot \text{tg} \left[\frac{2\pi}{T} \left(\frac{z_I - ky_I + kt/2}{\sqrt{k^2 + 1}} \right) \right]; \quad (2.50)$$

та

$$\frac{y_I + \frac{t}{2} + kz_I}{\sqrt{k^2 + 1}} = R \cdot \text{tg} \left[\frac{2\pi}{T} \left(\frac{z_I - ky_I - kt/2}{\sqrt{k^2 + 1}} \right) \right]. \quad (2.51)$$

де t - товщина лопаті.

Враховуючи значну складність обчислення моменту інерції вказаного січення і визначення розміщення головних осей, а також депланацію профілю від її згину (випрямлення профілю), в результаті проведеного аналізу встановлено, що момент інерції січення відносно осі згину з достатньою для практичних цілей точністю можна визначити за залежністю:

$$I_{z_1} = \frac{bt^3}{12} \left(1 + k_e \frac{e^2}{t^2} \right) = \frac{k_i bt^3}{12}, \quad (2.52)$$

де $k_e = 1,5 \dots 2,5$, та $k_i = 1,05 \dots 1,1$ - коефіцієнти впливу форми на момент інерції січення.

Момент опору січення:

$$W_{z_1} = k_w \frac{bt^2}{6}, \quad (2.53)$$

де $k_w = 1,02 \dots 1,05$ - коефіцієнти впливу форми на момент опору січення.

Максимальне напруження згину буде визначатись:

$$\sigma = \frac{M_{z_1}}{W_{z_1}}, \quad (2.54)$$

де M_{z_1} - момент згину відносно осі OZ_1 , $M_{z_1} = P_{y1}(R_p - R)$; R_p - плече прикладання рівнодії навантажень. Тут P_{y1} - зусилля згину,

$$P_{y1} = P_z \cos \alpha_k + P_\tau \sin \alpha_k = (P_z k + P_\tau) / \sqrt{k^2 + 1}, \quad (2.55)$$

де α_k - кут нахилу лінії згину.

Осьове P'_z і тангенціальне зусилля P'_τ визначаються через крутний момент M'_z , розрахункове значення якого обумовлює потужність транспортування, що розподіляється на n лопатей.

$$P'_\tau = \frac{2M'_z}{D_p}; \quad (2.56)$$

$$P'_z = \frac{2M'_z}{D_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_T)} = \frac{2M'_z (\pi D_p - \mu T)}{D_p (T + \mu \pi D_p)}, \quad (2.57)$$

де D_p - розрахунковий діаметр прикладання розподіленого навантаження,
 μ - коефіцієнт тертя.

Зусилля згину шукаємо за формулою:

$$P_{y1} = \frac{2N}{\omega n D_p} \left[\frac{k(\pi D_p - \mu T)}{T + \mu \pi D_p} + 1 \right] / \sqrt{k^2 + 1}, \quad (2.58)$$

де N - потужність на приводі;

ω - частота обертання;

n - кількість лопатей.

Отже, максимальне розрахункове напруження згину буде:

$$\sigma = \frac{2N(R_p - R)}{W_z \omega n D_p \sqrt{k^2 + 1}} \left[\frac{(k + \mu)\pi D_p + T(1 - \mu k)}{T + \mu \pi D_p} \right]; \quad (2.59)$$

Згідно [20] для гнучких гвинтових конвеєрів $D_p \approx 0,9D$.

Центр прикладання рівнодійної, розміщеної по дузі кутом α і діаметром D_p буде:

$$R_p = D_p \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{180^\circ}{\pi \alpha}; \quad (2.60)$$

Для $\alpha = 90^\circ$ і $D_p \approx 0,9D$, $R_p = 0,4D$

Отже, максимальне розрахункове напруження згину буде:

$$\sigma = \frac{6N(0,4D-R)[(k+\mu)\pi D_p + T(1-\mu k)]}{k_w t^2 \sqrt{R_n^2 + \frac{T^2}{64}} \omega n \sqrt{k^2 + 1} D(T + \mu \pi D)}; \quad (2.61)$$

Для коротких лопатей значної товщини необхідно враховувати також дотичні напруження зрізу τ , що виникають від прикладання поперечної сили P_{y1} ,

$$\tau = \frac{P_{y1}}{\Omega}; \quad (2.62)$$

де Ω - розрахункова (мінімальна площа перетину гвинтової лопаті, в якій значення τ максимальні. Товщина перетину в довільній точці лопаті буде постійною $t = const$.

Отже, площа перетину буде:

$$\Omega = tl, \quad (2.63)$$

де l - довжина лінії перетину. Нехай в циліндричній системі координат слід площини перетину опишеться довільною функцією

$$\rho = \rho(\varphi), \quad (2.64)$$

де φ змінюється від $-\pi/4$ до $\pi/4$, $\rho \geq R$ і граничні умови $\rho(0) = R$.

Диференціал дуги лінії перетину рівний:

$$dl = \sqrt{d\rho^2 + dz^2 + \rho^2 d\varphi^2} = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 + \left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)^2} d\varphi. \quad (2.65)$$

Відповідно довжина лінії перетину буде:

$$l = \int_{-\pi/4}^{\pi/4} \sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{2\pi^2} + \rho'^2} d\varphi. \quad (2.66)$$

Вид функції $\rho = \rho(\varphi)$, що мінімізує функцію довжини шукаємо з використанням методів варіаційного числення.

В нашому випадку задача зводиться до пошуку екстремуму функціоналу

$$V(\rho(\varphi)) = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F(\varphi, \rho, \rho') d\varphi, \quad (2.67)$$

де $F = \sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2}$ - підінтегральна функція.

Функція $\rho = \rho(\varphi)$ буде надавати функціоналу $V(\rho(\varphi))$ екстремуму тоді, коли вона задовільняє рівняння Ейлера [33]

$$F_{\varphi} - F_{\varphi\rho'} - \rho' F_{\rho\rho'} - \rho'' F_{\rho'\rho''} = 0, \quad (2.68)$$

$$\text{де } F_{\varphi} = \frac{\partial F}{\partial \varphi}; \quad F_{\rho} = \frac{\partial F}{\partial \rho}; \quad F_{\rho'} = \frac{\partial F}{\partial \rho'}; \quad F_{\varphi\rho'} = \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi \partial \rho'}; \quad F_{\rho\rho'} = \frac{\partial^2 F}{\partial \rho \partial \rho'};$$

$$F_{\rho'\rho''} = \frac{\partial^2 F}{(\partial \rho')^2}$$

Поскілки підінтегральна функція залежить тільки від ρ та ρ' ($F = F(\rho, \rho')$), то рівняння Ейлера суттєво спрощуються і умова екстремуму приймає вигляд

$$F - \rho' F_{\rho'} = C_1 \quad (2.69)$$

Оскільки,

$$F_{\rho'} = \frac{\partial F}{\partial \rho'} = \frac{\partial \left(\sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2} \right)}{\partial \rho'} = \frac{\rho'}{\sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2}}, \quad (2.70)$$

то умова екстремуму прийме вигляд:

$$\sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2} - \frac{\rho'^2}{\sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2}} = C_1. \quad (2.71)$$

Після відповідних перетворень залежності (2.71) отримаємо:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} - \sqrt{\frac{\left(\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2}{C_1^2} - \rho^2 - \frac{T^2}{4\pi^2}} = 0. \quad (2.72)$$

Одним із часткових розв'язків рівняння, що задовільняє граничні умови за реальних конструктивних параметрів гвинтових лопатей і розв'язком конкретно поставленої задачі буде:

$$\begin{aligned} \rho &= R; \\ C_1 &= \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}; \\ \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} &= 0. \end{aligned} \quad (2.73)$$

Отже, перетином мінімальної довжини буде перетин гвинтового елемента із циліндричною поверхнею постійного радіусу $\rho = R$.

Довжина перетину рівна:

$$l = \int_{-\pi/4}^{\pi/4} \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}} \partial\varphi = \sqrt{\frac{\pi^2 R^2}{4} + T^2} = \sqrt{\frac{\pi^2 R^2}{4} + (B+h)^2}. \quad (2.74)$$

Напруження зрізу будуть:

$$\tau = \frac{4P_{y1}}{t\sqrt{4\pi^2 R^2 + T^2}} = \frac{P_{y1}}{t\sqrt{0,25\pi^2 R^2 + (B+h)^2}}. \quad (2.75)$$

Умова міцності лопатей матиме такий вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma = \sqrt{\sigma_{ze}^2 + 4\tau^2} &= P_{y1} \sqrt{\frac{9(0,4D-R)^2}{k_w^2 t^4 \left(R^2 + \frac{T^2}{64}\right)} + \frac{64}{t^2 (4\pi^2 R^2 + T^2)}} = \\ &= \frac{6P_y (0,4D-R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}} \sqrt{1 + \frac{4[4R^2 + (B+h)^2] t^2}{9[\pi^2 R^2 + (B+h)^2](0,4D-R)^2}} \leq [\sigma] \end{aligned} \quad (2.76)$$

де P_{y1} визначається із залежності (2.58) для випадку проектування секційних шнеків багатоцільового використання чи з умови конкретного навантаження згідно методики, поданої в [20].

Для модульних гвинтових агрегатів багатоцільового призначення однією із найважливіших вимог є максимально можлива їх продуктивність. Для таких конвеєрів довжина лопаті суттєво перевищує її товщину, тобто $l_p = 0,4D - R \geq 5t$, і залежність (2.76) можна представити у вигляді:

$$\sigma = \frac{\beta P_y (0,4D - R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}}, \quad (2.77)$$

де β - коефіцієнт, що для вказаних умов не перевищує 1,02.

Крім цього для таких гвинтових конвєсєрів багатофункціонального призначення, коли розрахунок ведеться із найбільш несприятливих умов навантаження, доцільно брати максимально можливий рівень зусиль P_y .

Із врахуванням (2.58),

$$P_y = P_z \cos \alpha_\kappa + P_\tau \sin \alpha_\kappa < P_\tau, \quad (2.78)$$

за розрахункове значення доцільно прийняти

$$P_y = P_\tau = \frac{2M_z}{D} = \frac{2N}{WnD}. \quad (2.79)$$

Отже, розрахунок конструктивних параметрів елементів гнучкого шнека із умови складного згину ведеться за залежністю:

$$\sigma = \frac{12k_\Sigma N(0,4D - R)}{nWt^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}} \leq [\sigma] \quad (2.80)$$

де k_Σ - коефіцієнт сумарних відхилень, $k_\Sigma \approx 1$.

Для коротких лопатей розрахунок на міцність ведеться за загальними залежностями (2.59), (2.77).

Таким чином встановлено, що при розрахунку гвинтової лопаті на міцність напруження згину, є домінуючими, причому згин відбувається по дотичній до циліндричної поверхні маточини, а відхилення профілю гвинтової поверхні від лінії згину не перевищує 1мм. Найбільш небезпечною є точка розміщення посередині лінії згину.

2.5. Висновки

1. Для забезпечення максимально можливої мобільності процесу функціонування МГА з стандартними гнучкими рукавами внутрішнього діаметру 100мм при радіусі їх кривизни 0,3-0,5м, на основі проведеного кінетостатичного аналізу встановлені раціональні конструктивні параметри гвинтових секцій: висота гвинтової лопаті - 25-30мм; радіус втулок - 18-23мм, ширина втулок - 12-16мм; зазор між втулками 1-2мм; радіус сферичних з'єднань - 7...8мм.

2. Виведені аналітичні залежності для визначення силових факторів, які виникають в елементах з'єднання гвинтових секцій, а також проведено силовий аналіз механізму натягу тросу з умови міцності за допустимими контактними напруженнями для матеріалу секцій. Встановлено, що зміна модуля пружності матеріалу секції в діапазоні 4000...10000МПа практично не впливає на необхідну величину зусилля стискання троса, а збільшення нормальних напружень від 40 до 97МПа дає можливість збільшити силу натягу тросу P_{mp} у 8 разів, що необхідно для забезпечення передачі значних крутних моментів гвинтовими секціями. При збільшенні зазору між секціями зусилля натягу тросу зростає лінійно, причому коефіцієнт пропорційності в значній мірі залежить від нормальних напружень в парі кулька-лунка. Встановлено, що при збільшенні радіусу сферичного виступу R_1 від 4 до 10мм P_{mp} зростає по параболічній залежності на характер і абсолютні значення якої суттєво впливає σ_{max} . Так доведено, що зміна σ_{max} від 40 до 80 МПа призводить до збільшення P_{mp} в 7...8 разів. Суттєвий вплив на абсолютну величину P_{mp} має значення допуску δ на виготовлення сферичних впадин, а функція $P_{mp} = f(\delta)$ має експотенціальний характер зміни. Встановлено, що пониження допуску на виготовлення сферичних впадин з 0,1 до 0,5мм призводить до падіння величини P_{mp} у 18...20 разів, а з 0,5 до 1мм у 3...4 рази.

3. Розроблено динамічну модель процесу роботи МГА для різних варіантів навантаження робочого органа, з аналізу якої випливає, що зміна жорсткості

ведучих ланок C_1 в межах від 30000 до 340000Н·м призводить до зміни часу t_k наростання критичного навантаження робочого органа від 0,134 до 0,180с, а зміна жорсткості C_2 від 3000 до 34000Н·м призводить до його збільшення від 0,129 до 0,176с. Збільшення моментів інерції ведучих J_1 та ведених J_2 мас J_1 від 3 до 34кг·м² і J_2 від 0,6 до 6,8кг·м² призводить до збільшення часу t_k від 0,125 до 0,186с, причому максимальний момент на привідному валу становить 68,228Н·м. При дослідженні впливу обертового моменту T_δ на приводі на час t_k встановлено, що в межах $T_\delta = 6...45,5$ Н·м, t_k змінюється від 0,11 до 0,15с. В той же час при $T_\delta \geq 68,34$ Н·м, час наростання навантаження різко зменшувався і становив 0,072с. Аналогічно, різке зменшення часу t_k до 0,038...0,086с спостерігалось при зростанні моменту опору T_{on} робочого органа більше 70Н·м за 0,1с. Варто відзначити, що стабільне значення T_{on} в усталеному режимі роботи агрегата, яке перевищує 35Н·м також призводить до різкого зростання часу t_k від 0,2 до 0,4с. З вище сказаного випливає, що надійне функціонування агрегату може забезпечуватися при введенні в привід пружно-захисного механізму, час спрацювання якого не перевищує 0,13с.

4. Встановлено, що при розрахунку гвинтової лопаті на міцність напруження згину, є домінуючими, причому згин відбувається по дотичній до циліндричної поверхні маточини, а відхилення профілю гвинтової поверхні від лінії згину не перевищує 1мм. Найбільш небезпечною є точка розміщена посередині лінії згину.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма та методика експериментальних досліджень

У відповідності з основними завданнями розроблена програма і методика експериментальних досліджень, якою передбачалось:

- перевірка достовірності і ступеня точності наведених аналітичних залежностей для встановлення оптимальних конструктивних і силових параметрів робочого органа МГА;

- визначення раціональних енергетичних режимів роботи МГА в залежності від частоти обертання робочих органів, радіусу кривизни та висоти транспортування;

- встановлення ступеня дроблення насінневого матеріалу;

- отримання вихідних даних для проектування робочого органа МГА.

Згідно з програмою досліджень: розроблена конструкція кульково-шарнірного з'єднання гвинтових елементів гнучкого робочого органа; спроектований та виготовлений стенд для дослідження конструктивно-силових параметрів вузлів передачі крутного моменту; спроектована та виготовлена пресформа для відливання гвинтових елементів на термопластах-автоматах; спроектований та виготовлений мобільний дослідний взірець модульного гвинтового агрегата з приводом від електричного двигуна та можливістю агрегування з тракторами для роботи в польових умовах.

Методикою експериментальних досліджень передбачались стендові статичні та динамічні дослідження, випробування МГА в лабораторних та польових умовах.

Експериментальний взірець МГА, обладнання та прилади забезпечили можливість дослідження робочого процесу в широкому діапазоні зміни силових, кінематичних та конструктивних параметрів гвинтових секцій і механізму їх натягу із застосуванням тензометричних методів проведення досліджень.

3.1.1. Робочий орган та експериментальна модель МГА

На основі запропонованої схеми компоновки елементів передачі крутного моменту та секційних гвинтових ребер для транспортування сипких матеріалів розроблена конструкція гнучкого гвинтового робочого органа яка зображена на рис.3.1.

Він складається з виконаної заодно центральної втулки 1 і двозахідного сектора спіралі 3. На торцевих поверхнях центральних втулок на одному діаметрі виконані пари протилежно розташованих сферичних виступів 5 і впадин 6. Розташування сферичних виступів і впадин на різних торцевих поверхнях кожної з центральних втулок, зміщене на 90° в коловому напрямку, причому глибина сферичних впадин менша за висоту " r " сферичних виступів на величину " h ". Центральні втулки розташовані на тросі 2 і підтиснуті одна до одної за допомогою механізму натягу (рис.3.2.а).

В процесі роботи сектори спіралі транспортують сипкий матеріал в гнучкому кожусі 4 (рис.3.1). При роботі на криволінійних трасах сферичні виступи повертаються відносно впадин в напрямку, перпендикулярному до лінії, що з'єднує їх центри. Оскільки виступи зміщені відносно впадин в коловому напрямку на 90° , то робочий орган вільно деформується і працює за принципом шарнірних муфт. Крутний момент від однієї секції до іншої передається виключно за рахунок сферичних виступів і впадин.

Оскільки при роботі в абразивних середовищах потрібно застосовувати пару тертя пластмаса-метал, то для покращення роботи МГА в таких середовищах нами було внесено ряд змін в даний робочий орган. Зокрема, в зазорах між виступами і впадинами можна вставити металічні вкладиші 7 (Рис.3.1.б) або замінити сферичні виступи лунками з металевими кульками (Рис.3.1.в).

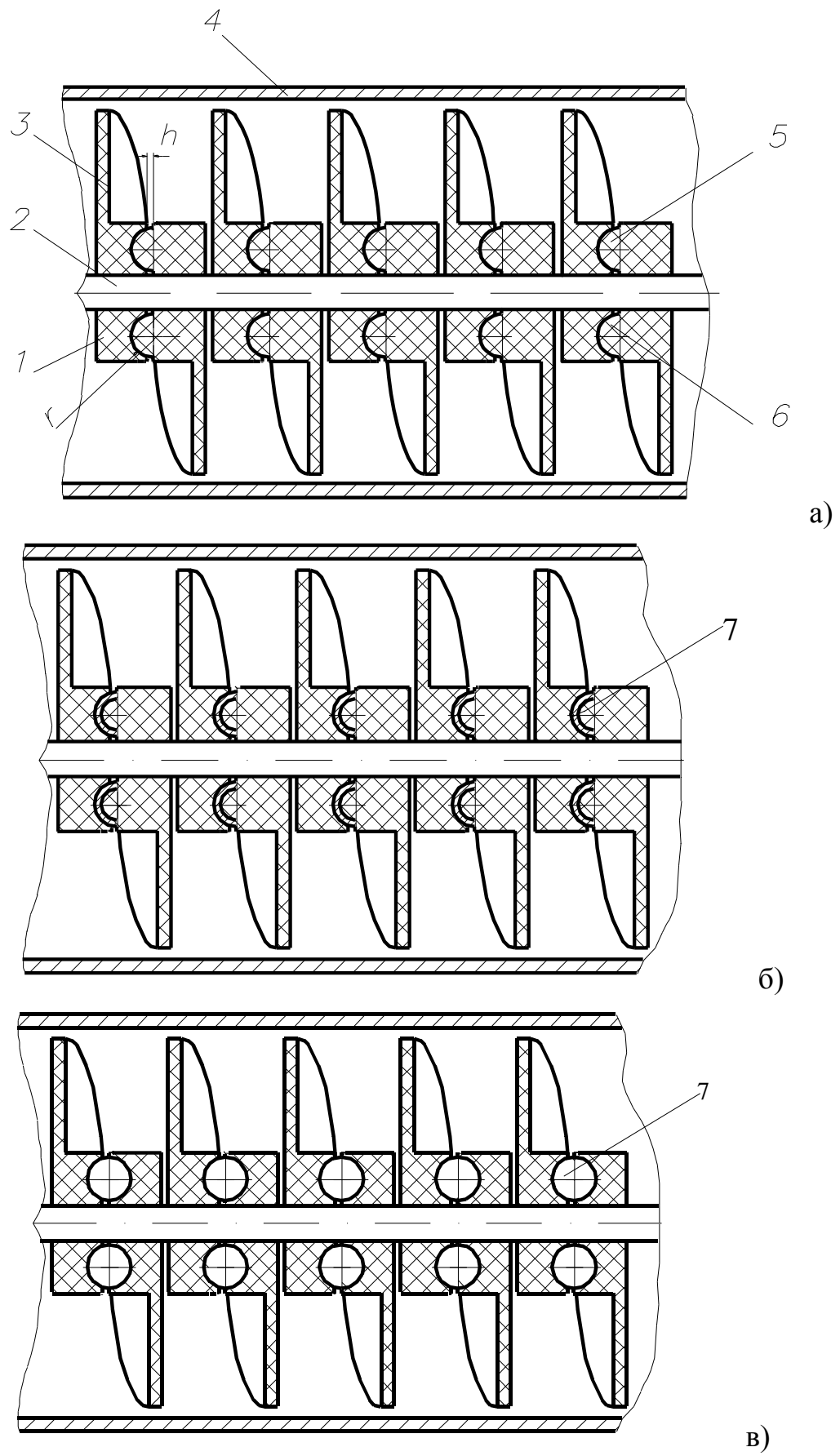


Рис.3.1 Рабочий орган модульного винтового агрегата

Механізм натягу гвинтових секцій спіралі (рис.3.2) містить центральну фланцеву втулку 1, всередині якої встановлений трос 2. На зовнішній різьбовій поверхні фланцевої втулки розташовані гайка 4 і контргайка 3, які підтискають виту пружину 5 в сторону гвинтових секцій 6. З протилежної сторони до торця фланцевої втулки через триточкове болтове з'єднання кріпиться фіксуєчий диск 7, причому на торцевій поверхні фіксуєчого диска виконані кільцеві канавки 8. Між болтовими з'єднаннями диска і фланцевої втулки розташовані розплетені жилки троса, які надійно затиснуті між торцями, що мають рифлену поверхню.

Процес складання робочого органа МГА відбувається наступним чином. Попередньо фіксують розплетені кінці троса між диском і фланцевою втулкою, максимально можливо натягуючи трос, гайка і контргайка, при цьому, розташовуються біля фланця втулки. Далі обертанням гайки відбувається деформація пружини, яка стискає між собою гвинтові секції. Необхідно відмітити, що кількість витків пружини доцільно виконувати максимальною, оскільки при саморозтягуванні троса і, як наслідок, збільшенні довжини пружини сила натягу суттєво змінюватись не повинна, так як даний фактор, що впливає на крутний момент, який передає робочий орган, є домінуючим.

Компоновка ділянки робочого органа МГА з механізмом натягу зображена на рис.3.3.

Для дослідження функціональних і експлуатаційних параметрів розробленого робочого органа спроектований і виготовлений дослідний взірець модульного гвинтового агрегата на базі приводу пересипного короба [84].

Кінематична схема експериментальної моделі вузлів приводу та пересипного короба, що пов'язує завантажувальну та розвантажувальні магістралі МГА зображена на рис.3.4. Крутний момент передається від асинхронного електродвигуна 1 через пасову клиноременну передачу зі шківками 14 і 2 на проміжний вал 5. По боках вала 5 розташовані зірочки 13 і 6, які за допомогою ланцюгів передають крутний момент на зірочки 9 і 10, вали котрих з'єднані з гвинтовими робочими органами 7 і 11. Останні розташовані з зазором в гнучких кожухах 8 і 12, відповідно, завантажувальної і розвантажувальної магістралей. Перехід сипучого матеріалу з однієї магістралі в іншу здійснюється в пересипному коробі 4, конструктивна схема якого аналогічна [84].

Загальний вигляд експериментальної моделі МГА на базі пересипного короба зображено на рис.3.5.

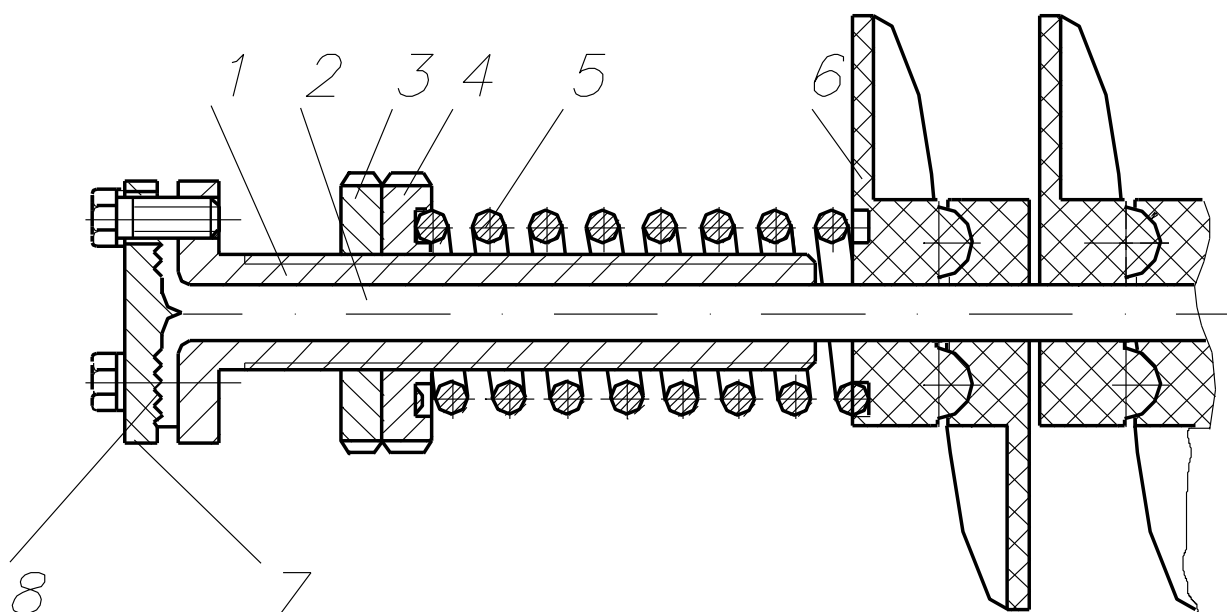


Рис.3.2 Механізм натягу гвинтових секцій

Рис.3.3 Робочий орган МГА з механізмом натягу

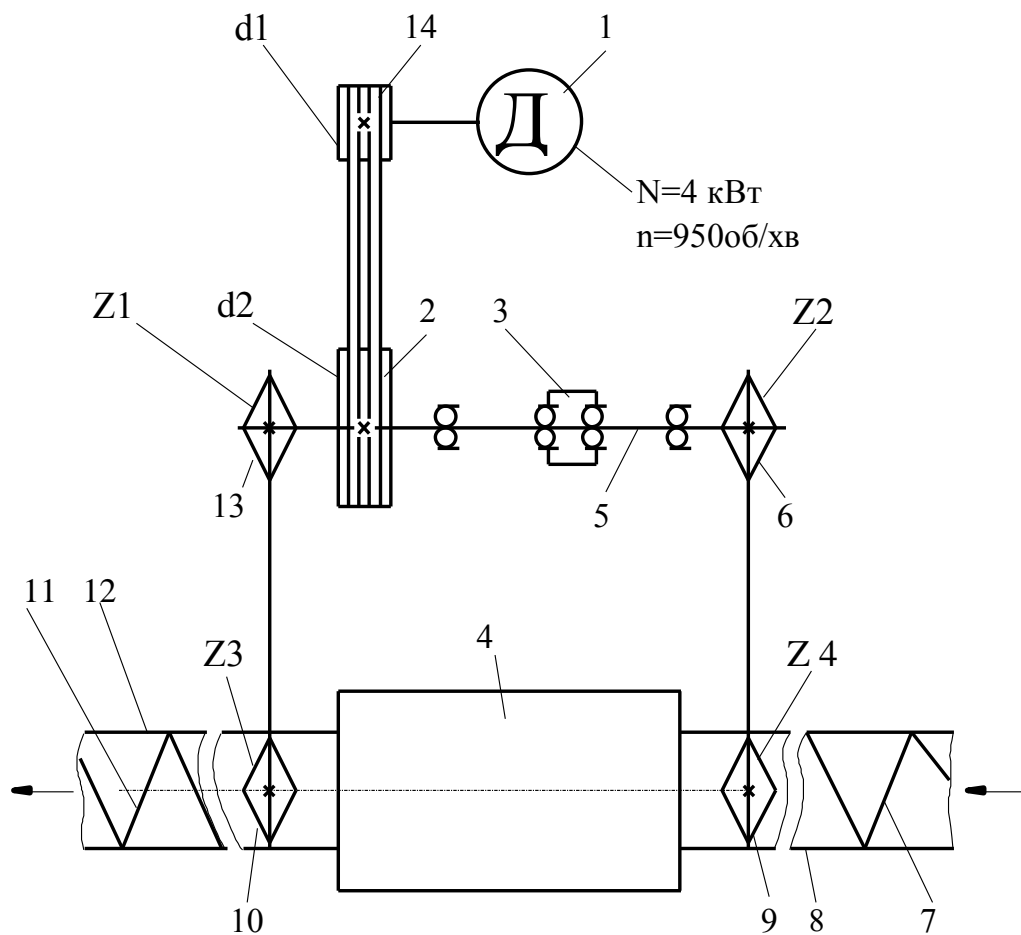


Рис.3.4 Кінематична схема експериментальної моделі вузлів приводу та пересипного короба

Рис.3.5 Загальний вигляд експериментальної моделі МГА

3.1.2 Стенд для дослідження параметрів гвинтових елементів і механізму натягу троса

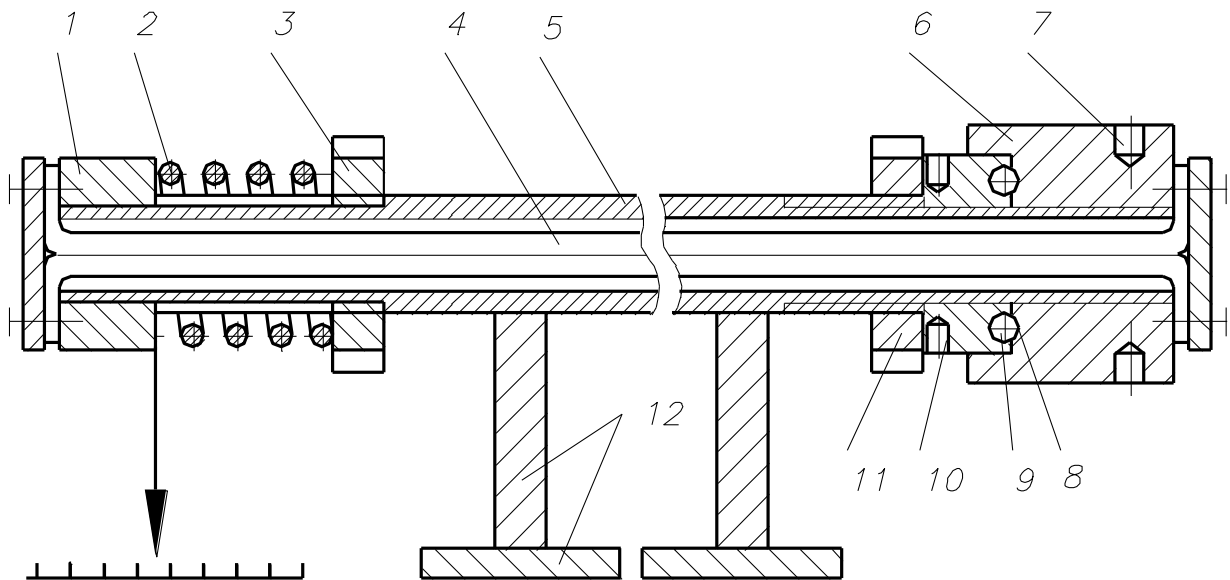
Щоб визначити оптимальне зусилля стискання секцій між собою, оскільки при незначних зусиллях можливі провертання центральних втулок одна відносно одної, а при великих - різко зростають контактні напруження, що призводить до швидкого зношення елементів передачі крутного моменту, нами було розроблено і виготовлено стенд для визначення силових параметрів взаємодії робочих органів модульного гвинтового агрегата [81].

Стенд (рис.3.6) складається з рами, виконаної з направляючої труби 5 і опор 12. В направляючій трубі розташований трос 4, який з лівої сторони закріплений в натяжній втулці 1, що вільно встановлена на циліндричній частині направляючої труби. З іншого боку натяжна втулка підтиснута пружиною 2, величина деформації якої регулюється гайкою 3. Натяжна втулка, пружина і гайка складають механізм натягу.

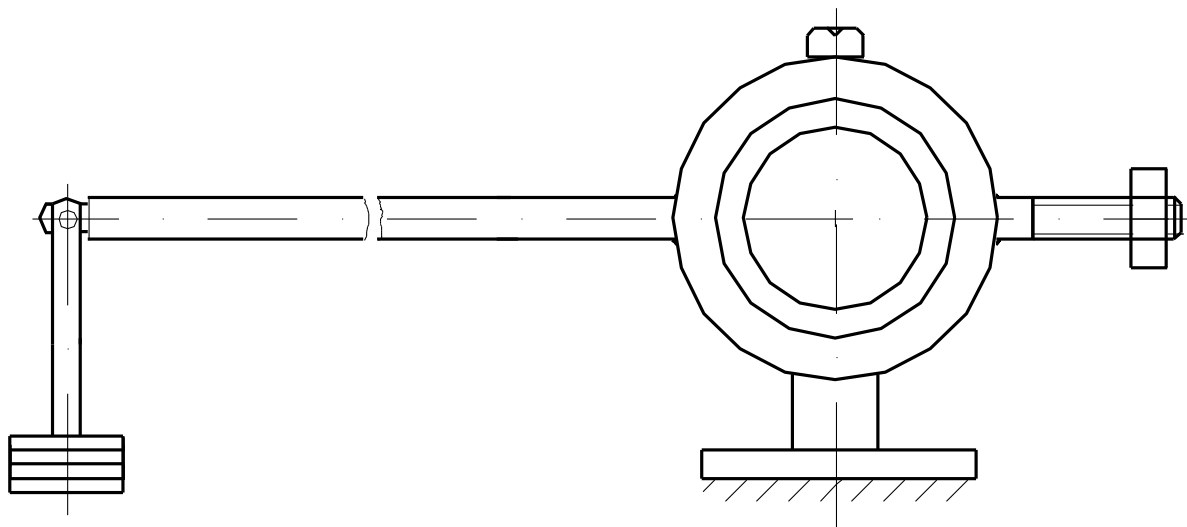
Розташований в направляючій трубі трос з протилежної сторони закріплений на ведучій півмуфті 6, на торцевій поверхні якої виконано дві діаметрально протилежні лунки 8 з розташованими в них кульками 9. Кульки з протилежного боку завальцовані в торцеві поверхні веденої півмуфти 10, яка встановлена на різьбовій частині направляючої труби. Ведена півмуфта підтиснута контргайкою 11. Півмуфти з кульками складають механізм розтиску. На зовнішній поверхні ведучої півмуфти виконані радіальні отвори 7, в яких стопорним гвинтом фіксується тарувальний важіль 13 (рис.3.6.б).

В процесі дослідження при стисканні пружини відбувається осьове переміщення натяжної втулки і відповідно троса, який з іншого боку підтискає ведучу півмуфту до веденої. Далі встановлюють тарувальний важіль і навантажують його до тих пір, поки кульки не вийдуть із зачеплення з лунками.

Таким чином, вимірюючи жорсткість пружини і її абсолютну деформацію для різних конструктивних і силових параметрів взаємодії елементів досліджуваного робочого органа, можна встановити функціональні зв'язки між



a)



б)

Рис.3.6. Стенд для дослідження параметрів гвинтових елементів і механізму їх натягу

наступними показниками: сила натягу троса; відносне видовження троса; модуль пружності троса; крутний момент, який передає робочий орган; радіус сферичних елементів зачеплення та розташування їх центру відносно осі обертання робочого органа; величина зазора між гвинтовими секціями; коефіцієнтів тертя поверхонь взаємодій.

Загальний вигляд експериментального стенду представлено на рис.3.7.

Методика проведення досліджень і отримані результати наведені відповідно в розділах 3.1.3 і 3.2.1.

3.1.3 Методика проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень розроблені та використані відомі методики, які полягали у визначенні силових і конструктивних параметрів гвинтових секцій та механізму натягу рис.3.6, встановленні функціональних і експлуатаційних параметрів запропонованого робочого органа (рис.3.1; 3.4) та дослідженні ступеня дроблення ним зернового матеріалу.

Методика проведення досліджень на стенді, описаному в розділі 3.1.2, здійснюється наступним чином. Виготовлялись центральні втулки різних типорозмірів та змінним діаметром і глибиною зачеплення сферичних елементів з'єднання. Згідно рис.3.1, комбінації змінних параметрів становили: 1 – $r=9\text{мм}$; $h=1\text{мм}$; 2 – $r=7\text{мм}$; $h=1\text{мм}$; 3 – $r=5\text{мм}$; $h=1\text{мм}$; 4 – $r=9\text{мм}$; $h=1,5\text{мм}$; 5 – $r=7\text{мм}$; $h=1,5\text{мм}$; 6 – $r=5\text{мм}$; $h=1,5\text{мм}$; 7 – $r=9\text{мм}$; $h=2\text{мм}$; 8 – $r=7\text{мм}$; $h=2\text{мм}$.

Для кожної пари центральних втулок з вказаним перебором параметрів проводились дослідження на момент їх розфіксації при різних силах натягу троса.

Спочатку, при встановлених парах центральних втулок, одна з яких жорстко кріпилась до направляючої труби, а інша була з'єднана із зрівноваженим тарувальним важілем, здійснювали натяг пружини. Попередньо визначивши жорсткість пружини та вимірюючи її абсолютну деформацію, вираховували силу натягу троса P_m . При дії даної сили відбувалось видовження троса і відповідно осьове переміщення натяжної втулки, яке фіксувалось переміщенням стрілки по мірній шкалі, що зображено на рис.3.6.а. Таким чином визначилась абсолютна величина видовження росу $\Delta l'$ при заданій P_m .

Рис.3.7 Загальний вигляд експериментального стенду

Відносне видовження троса ε визначають як відношення його абсолютного подовження в статичному стані після розвантаження до загальної довжини троса.

Напруження, яке виникає в волокнах троса σ (при фіксованих значеннях P_m), а також модуль пружності E визначались за відомими залежностями, наведеними в [107].

Після закінчення вимірювань та розрахунку параметрів деформації троса визначають крутний момент M_k . Для цього навантажують тарувальний важіль мірним вантажем масою mb до виходу сферичних елементів зачеплення з лунок. Оскільки тарувальний важіль виконаний довжиною 1м, то відповідний крутний момент M_k є пропорційний загальній вазі тарувальних вантажів. Досліди проводили в 5-кратній повторюваності і заносились в таблиці, які наведені в розділі 3.2.1.

Дослідження робочого органа при різних параметрах процесу транспортування здійснювали на експериментальній моделі МГА, кінематична схема якої наведена на рис. 3.4.

Для забезпечення зміни частоти обертання робочих органів були виготовленні змінні шківів і зірочки, а саме: $d_1=100\text{мм}$; $d_2=150-200\text{мм}$; $z_1; z_2; z_3; z_4-13$ і 19. Комбінації перестановок дозволили отримати наступні частоти обертання робочого органа: 633об/хв (при $d_2=150\text{мм}$; $z_1=z_2=z_3=z_4=13$); 475об/хв (при $d_2=200\text{мм}$; $z_1=z_2=z_3=z_4=13$); 325об/хв (при $d_2=200\text{мм}$; $z_1=z_2=13$; $z_3=z_4=19$); 433об/хв (при $d_2=150\text{мм}$; $z_1=z_2=13$; $z_3=z_4=19$); 694об/хв (при $d_2=200\text{мм}$; $z_1=z_2=19$; $z_3=z_4=13$).

Вимірювання крутного моменту при різних режимах роботи проводилось за допомогою тензометричного пристрою 3, розміщеного на проміжному валі. На тензометричних ділянках наклеєні тензодатчики, з'єднанні по напівмостовій схемі через струмознімач з виходом тензометричного підсилювача на записуючий пристрій. Для вимірювання застосовували тензостанцію 8АНЧ–7М і осцилограф Н–700. Тарування проводили в положенні, коли проміжний вал не був з'єднаний з валами гвинтових робочих органів, тобто перед початком проведення експериментів. Розташування тензодатчиків забезпечувало дослідження

енергосилових параметрів тільки однієї магістралі. Для дослідження іншої – короб 4 перевертали на 180° і закріплювали, після чого з'єднували ланцюгову передачу.

Також слід відмітити, що дані дослідження проводились з робочим органом, максимальний діаметр якого 100мм, так як при більших діаметрах значно збільшується маса робочого органа, що приводить до: збільшення інерційних сил, які діють в радіальному напрямку, сил тертя та інтенсифікації вібраційних процесів. Дані фактори суттєво понижають ресурс роботи МГА через підвищене зношення лопатей і рукава, а також часті поломки лопатей і вихід кульок з зачеплення.

Однією з основних вимог, які висуваються до транспортуючих механізмів зернових матеріалів, що йдуть на переробку в борошно або використовуються як насіння, є зменшення дроблення зерна (фактори, які впливають на дроблення зерна представлені в додатку В).

Для встановлення раціональних технологічних параметрів процесу транспортування зернових матеріалів проведені дослідження по визначенню впливу частоти обертання робочого органа, висоти та кривизни транспортування, коефіцієнту завантаження гнучкого кожуха на ступінь їх дроблення.

Дослідження проводили при одночасному варюванні всіх факторів за планом повного факторного експерименту ПФЕ-2⁴.

Функція відгуку шукалась у вигляді неповного квадратного полінома:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{14} x_1 x_4 + b_{23} x_2 x_3 + b_{24} x_2 x_4 + b_{34} x_3 x_4 \quad (3.1)$$

де x_i - кодовані фактори, $i = 1, 2...4$; b_i , b_{ij} - коефіцієнти при відповідних значеннях x .

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i перемінними визначається залежністю:

$$x_i = \frac{X_i - X_{io}}{\Delta X_i}; \quad (3.2)$$

де X_i - біжуче натуральне значення і-го фактора; X_{io} - його значення при нульовому рівні; ΔX_i - інтервал зміни і-го фактору.

Фактори (натуральні величини), їх рівні і інтервали зміни приведені в табл.3.1.

Таблиця3.1

План повнофакторного експерименту

Кодоване значення факторів	Частота обертання робочого органа n , c^{-1} X_1	Коефіцієнт завантаження k X_2	Висота підйому h , м X_3	Радіус кривизни R , м X_4
Основний рівень X_{io}	490	0,6	1	1
Інтервал варіювання ΔX_i	165	0,2	0,5	0,5
Верхній рівень $X_{i\max}$	655	0,8	1,5	1,5
Нижній рівень $X_{i\min}$	325	0,4	0,5	0,5

З метою зменшення впливу випадкових факторів, а також для здешевлення випробувань кінці завантажувальної та вивантажувальної магістралей розташовували в одному бункері (завантажувальна - знизу, а вивантажувальна - зверху), що дало змогу транспортувати матеріал по замкнутій траєкторії. Таким чином відбори проб можна проводити через певні проміжки часу, що в перерахунку відповідатиме значній довжині транспортування, наприклад, 50; 100; 250; 500м. Ступінь дроблення повинна бути кратною до кількості повторних проходів сипкого матеріалу в магістралях (загальна довжина завантажувальної та вивантажувальної магістралей дослідного агрегата 10м), оскільки, як відомо [101] значне дроблення сипких матеріалів відбувається в зоні їх технологічного завантаження та вивантаження.

Перед початком досліджень брали проби для визначення відсоткового складу дробленого зерна. Для цього застосовували мірну тару. Тоді відбирали цілі зерна і шляхом зважування визначили вміст дробленого зерна у вибірці.

Проби відбирали після 5-ти та 25-ти повторних проходжень потоку зерна в магістралях, що відповідало довжині транспортування: 50 і 250м.

3.2 Результати експериментальних досліджень

3.2.1 Результати досліджень натяжного механізму з умови провертання гвинтових секцій

Першочергово метою експериментальних досліджень було визначення величини крутного моменту, при якому відбувається саморозчеплення елементів сферичних з'єднань гвинтових секцій в залежності від осьової деформації пружини та величини витяжки троса. Гвинтові секції та елементи їх шарнірного з'єднання, які виконані у вигляді сферичних лунок та металевих кульок діаметрально розташованих від центрального троса, зображені на рис.3.8.

Рис.3.8 Загальний вигляд гвинтових секцій і елементів їх з'єднання

Методика проведення таких досліджень викладена в параграфі 3.1.3.

Також важливим завданням була перевірка адекватності розрахункових формул для визначення величини крутного моменту, при якому відбувається відносне провертання гвинтових секцій, що наведені в розділі 2.1, реально отриманим результатам досліджень на стенді (рис.3.6).

Для забезпечення надійності функціонування розробленого робочого органа та механізму натягу гвинтових секцій, актуальним питанням було встановлення величини абсолютного $\Delta l'$ та відносного ε видовження троса при різних значеннях

осьової сили, а також розрахунку напружень σ , які виникають у волокнах троса та його модуля пружності E .

Результати досліджень для наступних конструктивних параметрів троса і робочого органа з механізмом натягу: діаметр троса - 9мм; жорсткість пружини 17,5кг/мм; довжина троса - 4м; діаметр кола, на якому розташовані кульки - 26мм; радіус кульок - 7мм; зазор між секціями - 1,5мм, представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Результати експериментальних досліджень силових параметрів робочого органа

МГА

Δl ,мм	mb ,кг	$\Delta l'$,мм	M_k ,Нм	P_m ,Н	σ , Н/м ²	ε	E ,МПа
32	2,7	4	27	560	35210575	0,001	$3,5 \cdot 10^4$
50	3,6	5,7	36	875	55016523	0,00143	$3,8 \cdot 10^4$
63	4,5	7	45	1102,7	69333394	0,00175	$3,9 \cdot 10^4$
78	5,4	9	54	1365	85825776	0,00225	$3,8 \cdot 10^4$
95	6,3	10	63	1662,5	104531000	0,0025	$4,2 \cdot 10^4$
151	10,8	12	108	2642,5	166149000	0,003	$5,5 \cdot 10^4$

Значення напруження визначалось через площу робочого поперечного сичення троса $S = \pi (R \cdot k)^2$; де $k=0,5$ для канатів з органічним сердечником [116].

Модуль пружності визначався з залежності $\sigma = \frac{E}{\varepsilon}$; де ε - відносне видовження троса.

Отримані результати вказують на те, що модуль пружності для троса є змінною величиною, яка залежить від діючої на нього сили. Це пояснюється тим, що трос не є суцільним стержнем, а складається з великого числа сплетених жил, і показує, що дані результати в достатній мірі корелюються з відомими результатами досліджень [10, 116, 117].

Підставляючи табличні значення абсолютного подовження $\Delta l'$ і жорсткість пружини в аналітичну залежність 2.11, при паралельному розташуванні секцій ($\varphi=0$)

для кута зачеплення $\alpha=12^\circ$, що відповідає величині зазора $h=1,5\text{мм}$ і куту тертя $\rho=4^\circ$, побудуємо графічні залежності крутного моменту, при якому відбувається відносне повертання секцій, від сили натягу троса (рис.3.9). Також на даному графіку суцільною лінією з вказаними дослідними точками представлені результати проведеного експерименту, згідно таблиці 3.2.

З аналізу даних графіків можна констатувати, що при значенні осьової сили в межах 500...600Н розбіжність теоретичних і експериментальних досліджень не перевищувала 10%, а при збільшенні осьової сили до 2500Н вона може сягнути 30%, що пояснюється зношенням лунок після багатократних спрацювань, оскільки експериментальні точки визначались як середнє статистичне від 5-ти дослідів, що призводило до самозбільшення кута зачеплення α . Підставивши в розрахункові формули кут $\alpha=18^\circ$ (що відповідає збільшенню зазора між втулками 0,5мм), отримаємо розрахунково-теоретичну зону в межах кутів $\alpha=12...18^\circ$, на графіку представлена штриховими лініями. Проаналізувавши дані залежності можна сказати, що експериментальні дані з достатньою точністю відображають теоретичні залежності. Це дозволяє використовувати дані залежності в подальших розрахунках таких типів МГА.

3.2.2. Визначення функціональних та експлуатаційних показників модульних гвинтових агрегатів

Метою проведення експериментальних досліджень розробленого робочого органа (рис.3.1) було встановлення функціональних залежностей продуктивності та енерго-силових параметрів агрегата від радіуса кривизни та висоти підйому магістралі транспортування, частоти обертання робочого органа. Визначення даних показників проводилось на експериментальній моделі МГА (рис.3.4, 3.5) згідно методики, приведеної в параграфі 3.1.3.

В процесі досліджень встановлено, що висота та кривизна магістралі транспортування не впливають на продуктивність МГА у встановленому режимі. Зміни продуктивності, як показали результати досліджень, спостерігаються лише в перехідні періоди часу і вони пов'язані зі збільшенням чи зменшенням коефіцієнта

завантаження окремих зон траси транспортування. Так, при підйомі вільного кінця вивантажувальної магістралі на 1,5м, продуктивність агрегата різко падала, а через 4...5с відновлювалась у попередньо встановлених межах (для частоти обертання робочого органа 475хв^{-1} і коефіцієнта завантаження 0.6...0,7). Коефіцієнт завантаження агрегата 0,6...0,7 забезпечувався зміщенням вільного кінця робочого органа довжиною h шляхом пересування пруткової частини довжиною H в забірній ділянці завантажувальної магістралі відносно гнучкого кожуха (рис.3.10).

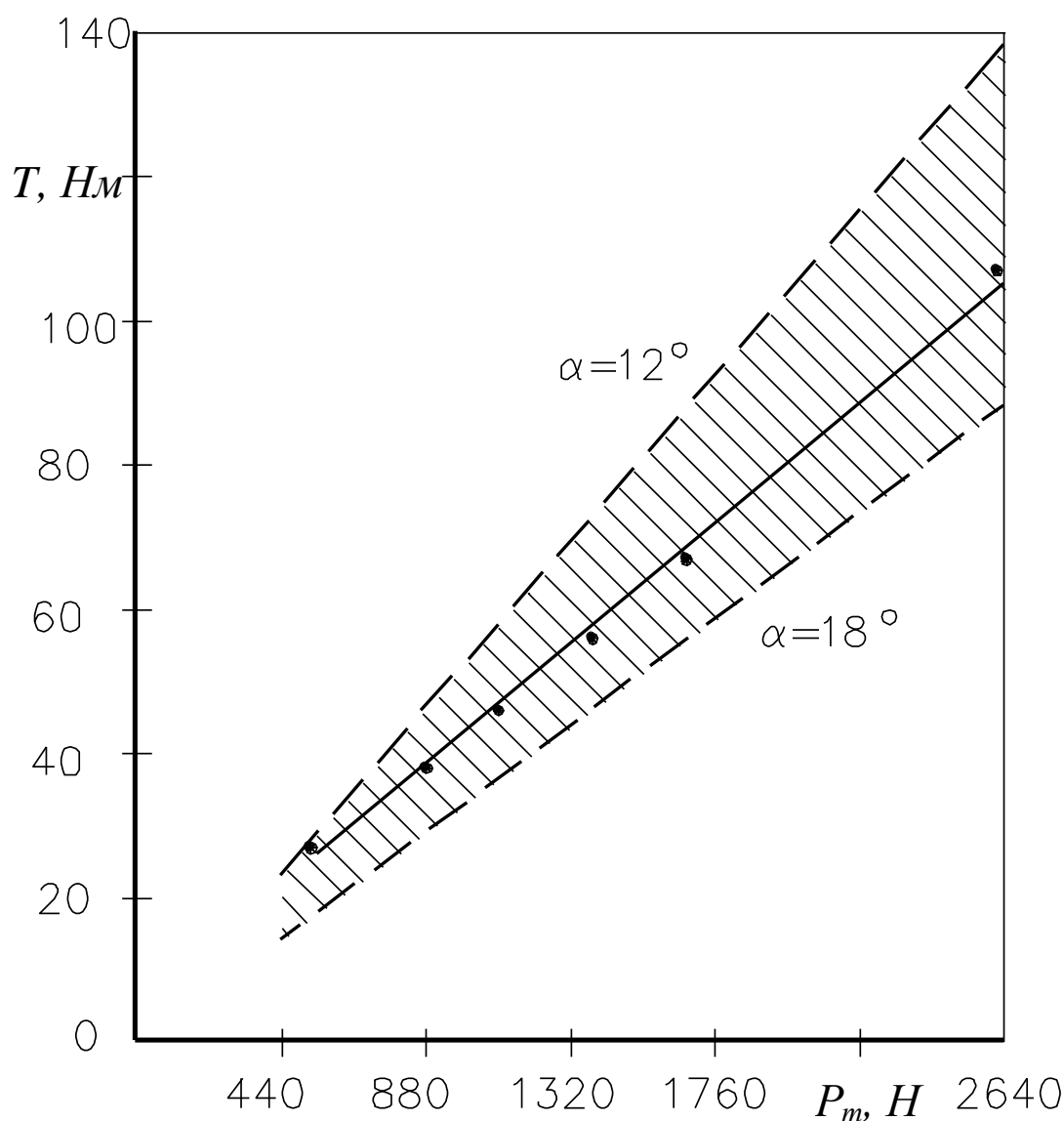


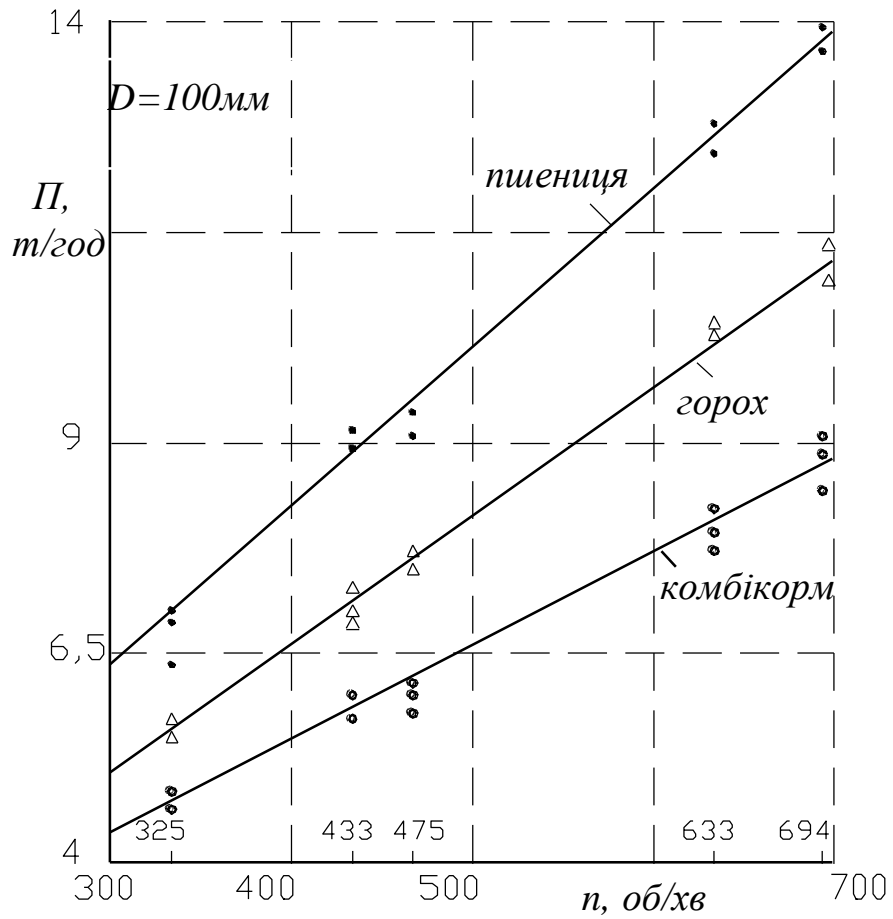
Рис.3.9 Теоретичні і експериментальні залежності моменту провертання секцій

Такі результати досліджень пояснюються тим, що на вертикальних ділянках транспортування (або близьких до вертикальних) різко збільшується коефіцієнт

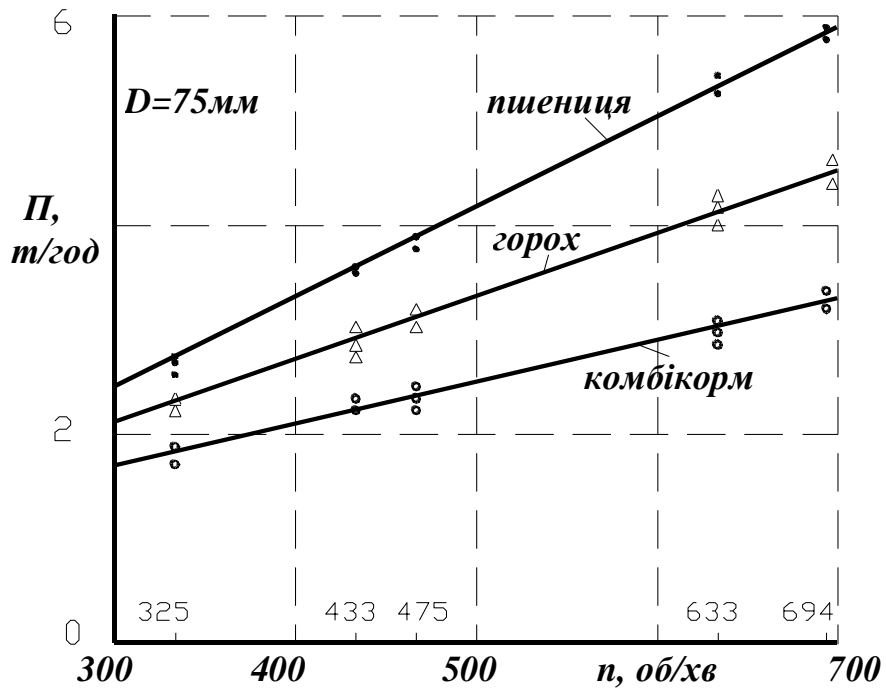
завантаження гнучкого кожуха, оскільки сипучий матеріал під дією власної ваги спадає, що призводить до ущільнення маси потоку, який переміщується. Також встановлено, що при підвищенні частоти обертання робочого органа до величин, що перевищують $550...600 \text{ хв}^{-1}$, матеріал захоплюється спіраллю в гвинтовий рух по периферії кожуха і зміна продуктивності в перехідний період є несуттєвою. Однак, як показали результати експериментальних досліджень, зміна кривизни, а особливо висоти транспортування, суттєво впливає на енерго-силові параметри процесу транспортування. хв^{-1}

Рис.3.10 Загальний вигляд розташування робочого органа в забірній ділянці завантажувальної магістралі

На рис.3.11 приведені графічні залежності продуктивності агрегата від частоти обертання його робочого органа при транспортуванні гороху, пшениці і комбікорму. Дані залежності мають яскраво виражений лінійний характер в межах частоти обертання $300...700 \text{ хв}^{-1}$.



а)



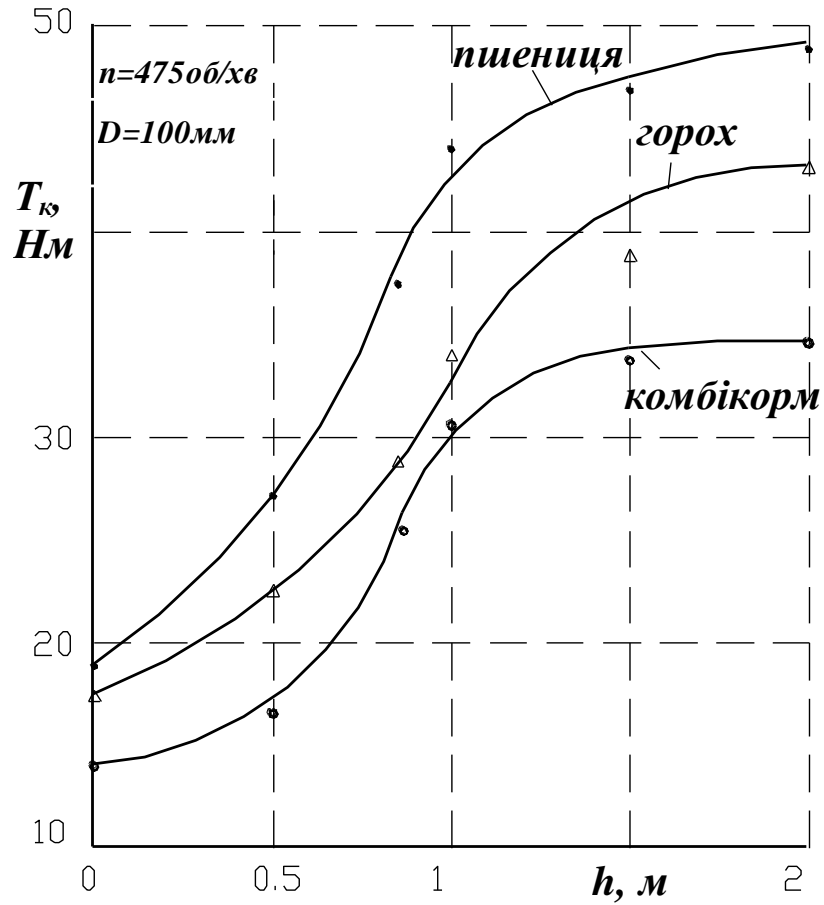
б)

Рис.3.11 Графік залежності продуктивності агрегата від частоти обертання робочого органа

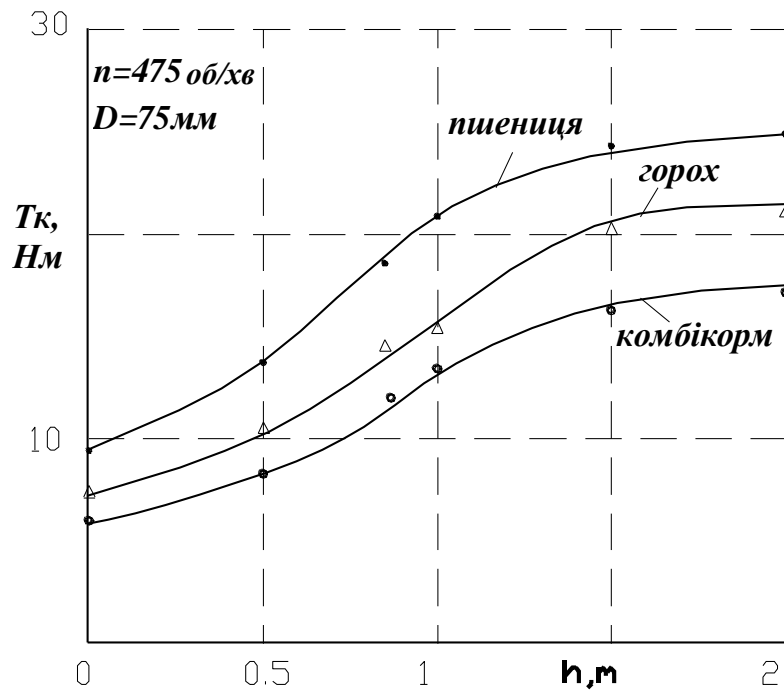
Значний вплив на величину крутного моменту має висота транспортування матеріалу, результати досліджень яких приведені на рис.3.12. Встановлено, що при підйомі 6-ти метрового вивантажувального кожуха на висоту 2м абсолютне значення величини крутного моменту на привідному валі робочого органа зростає в 2,5...2,8 рази, причому найбільш різке зростання T_k спостерігається в межах підйому магістралі від 0,5 до 1м. На нашу думку, це пояснюється суттєвим підвищенням коефіцієнта завантаження частини магістралі, яка на даному перепаді висот починає провисати і утворює зону транспортування близьку до вертикальної. При пологому, прямолінійному розташуванні магістралі (кожух розташовується на жорсткій основі) аналогічні залежності мають лінійний характер.

Радіус кривизни транспортуючої магістралі має суттєвий вплив на величину крутного моменту і на привід робочого органа, що зображено на рис.3.13. Радіус кривизни магістралі встановлювали на певній частині траси, оскільки досліджували вплив його екстремальних (мінімальних) значень на енерго-силові параметри процесу транспортування. Загальний вигляд встановлення заданого радіуса кривизни магістралі зображено на рис.3.14. Радіус кривизни в процесі дослідження забезпечувався на секторі $90^\circ \dots 120^\circ$. Встановлено, що на малих радіусах кривизни сили тертя робочого органа на поверхні кожуха є домінуючими і значення об'ємної густини матеріалу не має суттєвого впливу на енерго-силові параметри процесу транспортування. Також доведено, що при зменшенні радіуса кривизни транспортування до величин, що не перевищують 240...220 мм, сили тертя набувають критичних значень, що приводить до буксування вузлів приводу.

З аналізу наведених графіків можна встановити, що зменшення радіуса кривизни до величин, менших за 0,5 мм, є недоцільним і, тому при проектуванні і експлуатації МГА необхідно або конструктивними методами обмежити кривизну транспортування, або особливо наголошувати на даний фактор в паспорті експлуатації.

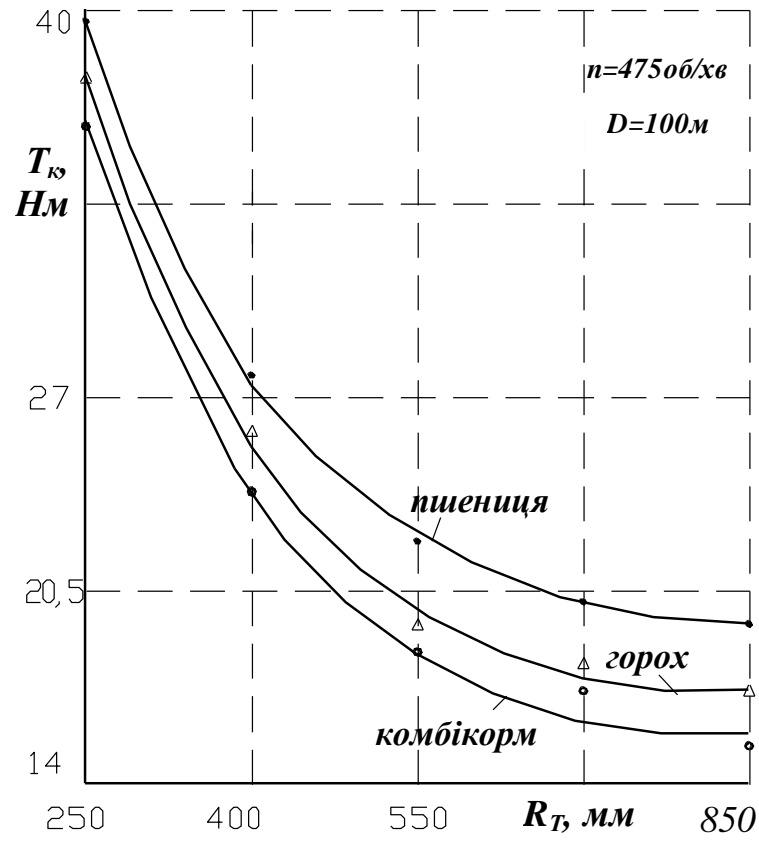


а)

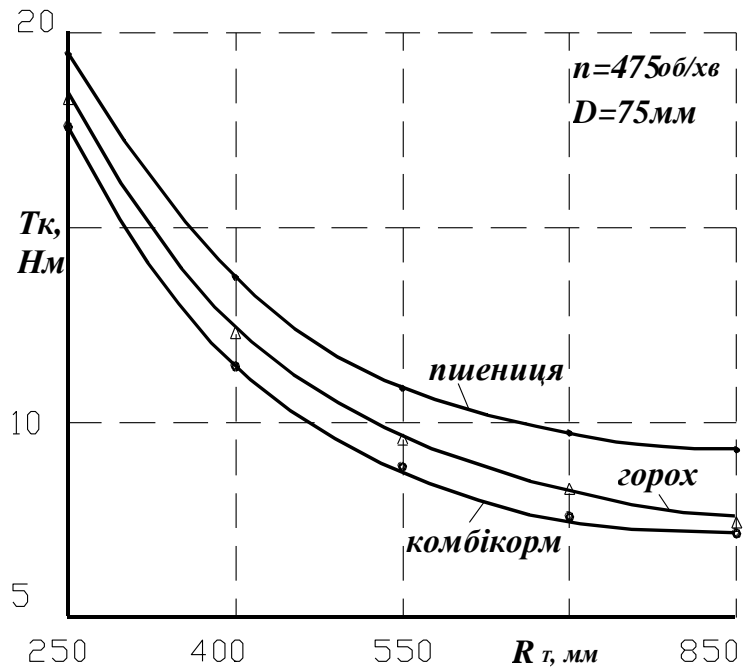


б)

Рис.3.12 Графік залежності крутного моменту від висоти транспортування матеріалу



а)



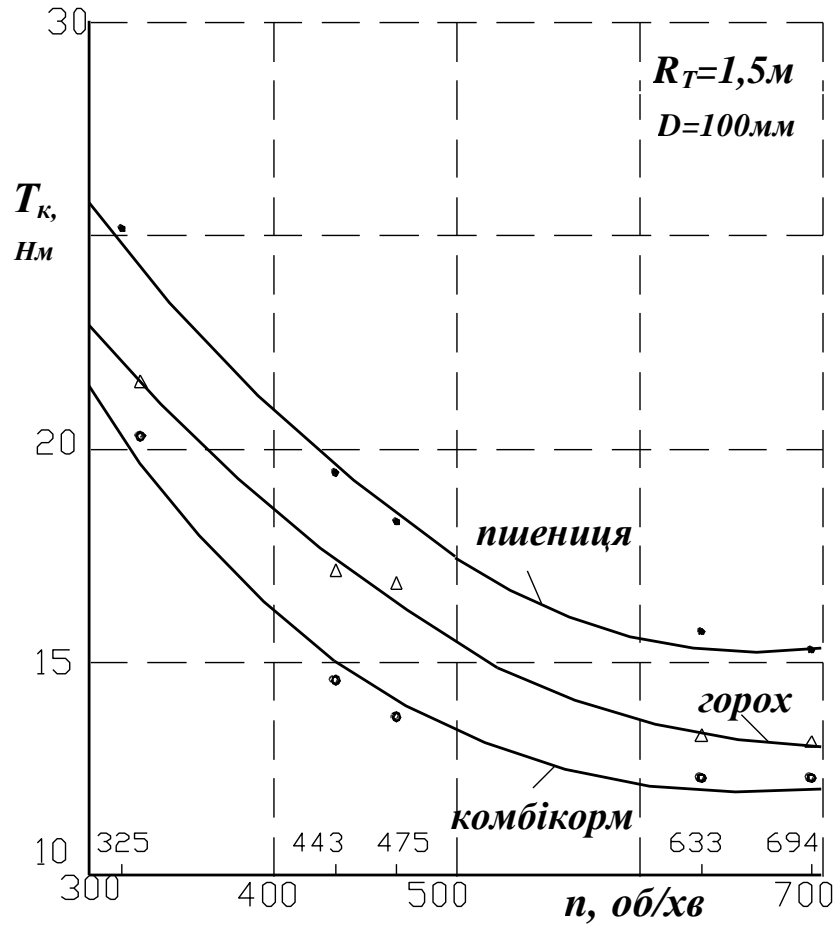
б)

Рис.3.13 Графік залежності крутного моменту від радіуса кривизни транспортуючої магістралі

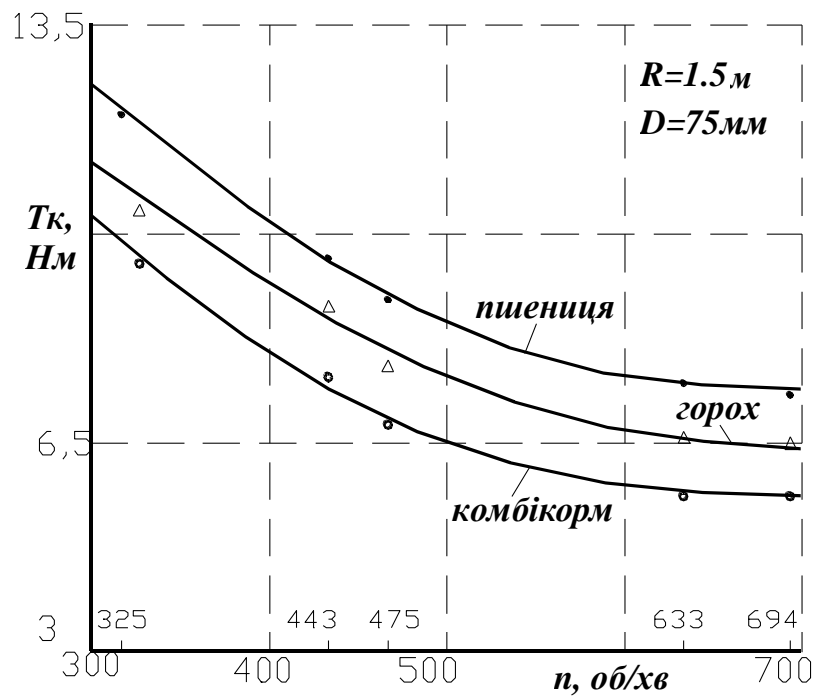
Рис.3.14 Загальний вигляд локальної зміни радіуса кривизни магістралі

Збільшення частоти обертання робочого органа призводить до зменшення величини крутного моменту в стабільному режимі транспортування (рис.3.15). Найбільш доцільними в даній зоні досліджень є частоти обертання $550...700 \text{ хв}^{-1}$. Однак, при підвищенні частоти обертання гвинтової спіралі необхідно застосовувати високоенергомісткі пружно-демфуючі муфти, оскільки значні пускові моменти можуть призводити до поломок вузлів робочого органа, міцність яких обмежена через конструктивні особливості гвинтових елементів.

Проведені експериментальні залежності дозволяють враховувати основні фактори впливу на характеристики процесу транспортування МГА і вибрати необхідні конструктивно-технологічні параметри робочих органів при їх проектуванні і впровадженні у виробництво.



а)



б)

Рис.3.15 Графік залежності крутного моменту від частоти обертання робочого органа

3.2.3 Результати досліджень по визначенні ступеня дроблення зернових культур

Для встановлення раціональних технологічних параметрів процесу транспортування зернових матеріалів проведені дослідження по визначенню впливу на ступінь їх дроблення частоти обертання робочого органа, висоти та кривизни транспортування, коефіцієнта завантаження гнучкого кожуха. Методика проведення досліджень приведена в розділі 3.1.3.

За даними табл.3.1 складаємо матрицю повнофакторного експерименту ПФЕ-2⁴, що включає n=16 незалежних експериментів із повторюваністю дослідів в кожній точці по m₀ раз (m₀=5), дані дослідження заносимо в табл.3.3.

В кожній і-ій точці визначаємо дисперсію S², та із них - максимальну дисперсію S²_{max}.

$$S^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum (y_{iu} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.3)$$

де i_n - номер дослідів;

u - номер повторюваності;

y_{iu} - значення вихідного параметру при u -ій повторюваності;

\bar{y}_u - середнє значення вихідного параметру в кожному досліді.

Перевірку відтворюваності проводимо за критерієм Кохрена:

$$G = \frac{S_{i\max}^2}{\sum_{i=1}^n S_i^2} = \frac{0,187}{1,322} = 0,141452. \quad (3.4)$$

$$\text{Дисперсія дослідів } S_y^2 = \frac{1}{10} \sum S_i^2 = 0,0826$$

Отримане значення порівнюють із табличним $G_T(\alpha, n, m_0-1)$ де α - рівень значущості, $\alpha=0,05$. $G(0,05;16,4)=0,24$

Поскілки $G < G_T$, то процес відтворюється.

Коефіцієнти регресії визначаємо за залежностями:

$$b_o = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \bar{y}_i; \quad (3.5)$$

$$b_{j\dot{y}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_{ji} \bar{y}_i; \quad (3.6)$$

$$b_{j\dot{k}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_{ji} x_{ki} \bar{y}_i. \quad (3.7)$$

Записуємо рівняння регресії, обмежившись оцінкою парних впливів:

$$y' = 4,59 - 0,51x_1 - 0,66x_2 + 0,41x_3 - 0,81x_4 + 0,08x_1x_2 - \\ - 0,04x_1x_3 + 0,07x_1x_4 - 0,02x_2x_3 + 0,075x_2x_4 - 0,05x_3x_4. \quad (3.8)$$

Значущність коефіцієнтів регресії визначали за критерієм Стюдента. Коефіцієнти вважаються значущими, коли виконується нерівність:

$$|b_{ij}| \geq \Delta b_{ij} = t(\alpha; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (3.9)$$

де; $t(\alpha; f_y)$ - табличне значення критерію Стюдента для α - рівня значущості. $t(0,05;64)=2$;

S_y - середнє квадратичне (похибка) досліду, $S_y = \sqrt{\frac{1}{n} \sum S_i^2}$;

f_y - степiнь вiльностi дисперсiї досліду, $f_y = n(m_o - 1)$.

Довiрчий iнтервал рiвний: $\Delta b = \frac{2 \cdot 0,287}{\sqrt{16}} = 0,1435$.

В рiвняннi регресiї коефiцiєнти, що характеризують вплив вiд сумiсної дiї факторiв неiстотнi i менше довiрчого iнтервалу, тому залежнiсть (3.8) прийме лiнiйний вигляд (3.13).

Перевiрку адекватностi рiвняння проводимо за критерiєм Фiшера. Адекватнiсть має мiсце коли виконується нерiвнiсть:

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(\alpha; f_{ad}; f_y), \quad (3.10)$$

де S_{ad}^2 - дисперсія адекватності;

$F(0,05; f_{ad}; f_y)$ - табличне значення критерію Фішера при α - рівні значущості;

f_{ad} - дисперсія адекватності, $f_{ad} = n - k - 1$;

k - число факторів.

Дисперсія адекватності:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n-k-1} \sum_{i=1}^n (y - y_i)^2 = \frac{1}{16-4-1} \cdot 0,461 = 0,042. \quad (3.11)$$

Відповідно;

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} = \frac{0,042}{1,322} = 0,0318 < F(0,05; 11; 64). \quad (3.12)$$

Отже, рівняння лінійної регресії адекватно відтворює результати експерименту.

Рівняння регресії буде:

$$y = 4,59 - 0,51x_1 - 0,66x_2 + 0,41x_3 - 0,81x_4. \quad (3.13)$$

Відповідно в натуральних координатах рівняння лінійної регресії прийме вигляд:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^4 b_i \left(\frac{X_i - X_{io}}{\Delta X} \right)$$

$$y = 4,59 - 0,51 \left(\frac{n-490}{165} \right) - 0,66 \left(\frac{k-0,6}{0,2} \right) + 0,41 \left(\frac{h-1}{0,5} \right) - 0,81 \left(\frac{R-1}{0,5} \right) = \quad (3.14)$$

$$= 8,88 - 0,0031n - 3,3k + 0,82h - 1,62R$$

Результати досліджень і їх математична обробка представлені в табл.3.3. Результати досліджень в центральній точці з кодованими координатами $O(0;0;0;0)$ дали відхилення від значень отриманих за регресійною залежністю до 20%, що достатньо для практичного їх використання. Оскільки для визначення раціональних параметрів МГА та режимів його роботи важливо знати характер впливу кожного із факторів на травмування зерна, то було проведено серію додаткових експериментів для дослідження кожного фактору окремо. При дослідженні впливу певного фактора на ступінь дроблення зерна інші залишались незмінними і їх абсолютні значення становили: частота обертання робочого органа $n=475\text{хв}^{-1}$; коефіцієнт завантаження зерном гнучкого кожуха $k=0,8$; висота підйому вивантажувальної магістралі $h=0,5\text{м}$; радіус кривизни магістралі $R=1,5\text{м}$.

Досліди проводились в п'ятикратній повторюваності і зведені в таблиці 3.4 і 3.5.

Проаналізувавши всі проби, встановлено, що ступінь дроблення зерна до проведення досліджень становила 1,8%. На основі статистичної обробки отриманих результатів побудовано графіки залежності міри дроблення зерна від n ; k ; h і R (рис.3.16, 3.17).

Аналізуючи ці залежності, можна встановити наступні закономірності, які підтверджуються дослідженнями на різних довжинах транспортування n_1 , k_1 , h_1 , $R_1=50\text{м}$; n_2 , k_2 , h_2 , $R_2=250\text{м}$. Оптимальна частота обертання робочого органа знаходиться в межах $450\text{--}650\text{хв}^{-1}$, оскільки, як показали дослідження при $n=300\text{хв}^{-1}$ дроблення зростає на 14...16%, а при $n=700\text{хв}^{-1}$ – на 4...7%.

При малих коефіцієнтах завантаження гнучкого кожуха матеріалом $k \leq 0,5$ дроблення зерна є значним, а при зростанні k від 0,5 до 0,8 дроблення зерна, є мінімальним. Так, при $k=0,35$ ступінь дроблення зерна є більшою на 30...40%, ніж при транспортуванні його з коефіцієнтом завантаження $k=0,7$.

Збільшення висоти транспортування матеріалу до 0,6...0,8м практично не впливає на ступінь його дроблення, однак при подальшому зростанні висоти траси до 2м, травмування зерна збільшується на 40...60%.

Радіус кривизни транспоруючої магістралі має суттєвий вплив на ступінь дроблення зерна виключно при малих його значеннях $R=0,25...0,6\text{м}$. При подальшому збільшені величини R зміна величини Π (процент дроблення зерна) не спостерігалась.

Таблиця 3.4

Дроблення зерна в залежності від кінематичних і конструктивних параметрів
МГА на довжині транспортування 50м

$n, \text{хв}^{-1}$	П %	k	П %	$h, \text{м}$	П %	$R, \text{м}$	П %
325	4,8	0,35	5,0	0,2	4,0	0,25	5,6
	4,4		5,6		3,6		5,8
	4,7		5,4		3,7		5,4
	4,5		5,3		3,5		5,6
	4,1		5,1		3,8		5,7
433	4,2	0,45	5,0	0,6	3,6	0,35	5,0
	4,0		5,1		4,0		5,0
	4,3		4,8		3,8		4,5
	4,1		4,4		4,0		4,3
	4,1		4,3		3,8		4,1
475	3,6	0,6	4,2	1,0	3,5	0,5	4,1
	4,0		4,6		3,1		4,0
	3,8		4,0		3,3		4,4
	4,0		4,1		3,6		3,6
	3,8		4,1		3,2		3,7
633	3,6	0,7	3,8	1,5	4,1	0,7	4,2
	3,7		3,9		4,0		3,6
	4,0		4,0		4,3		3,8
	3,4		4,0		4,0		3,5
	3,8		4,3		4,1		4,1
694	3,8	0,8	3,6	2,0	5,0	0,85	4,0
	3,6		4,0		4,3		3,7
	3,9		3,8		4,6		3,4
	4,1		4,0		4,5		3,7
	3,9		3,8		4,6		3,3

Таблиця 3.5

Дроблення зерна в залежності від кінематичних і конструктивних параметрів
МГА на довжині транспортування 250м

$n, \text{хв}^{-1}$	$\Pi \%$	k	$\Pi \%$	$h, \text{м}$	$\Pi \%$	$R, \text{м}$	$\Pi \%$
325	10,7	0,35	12,1	0,2	9,6	0,25	12,1
	10,2		11,8		9,4		11,7
	10,9		11,7		9,3		11,4
	11,0		12,2		9,6		12,0
	10,6		11,9		9,2		11,5
433	9,4	0,45	11,0	0,6	9,3	0,35	11,0
	10,1		10,4		9,1		10,4
	9,3		10,6		9,4		10,3
	9,6		10,3		9,7		10,7
	10,3		10,7		9,0		11,1
475	9,3	0,6	10,0	1,0	9,6	0,5	10,1
	9,1		9,5		9,4		10,2
	9,9		9,6		9,7		9,4
	9,7		9,8		9,3		9,5
	9,0		9,4		9,3		9,8
633	9,7	0,7	9,0	1,5	10,5	0,7	9,8
	9,2		9,8		11,0		9,4
	9,3		9,8		10,7		9,3
	9,9		9,3		10,4		9,0
	9,8		9,1		10,9		9,1
694	10,2	0,8	9,3	2,0	12,0	0,85	9,5
	10,1		9,1		11,4		9,3
	10,4		9,9		11,4		9,6
	9,9		9,7		11,7		9,1
	10,0		9,0		11,9		9,1

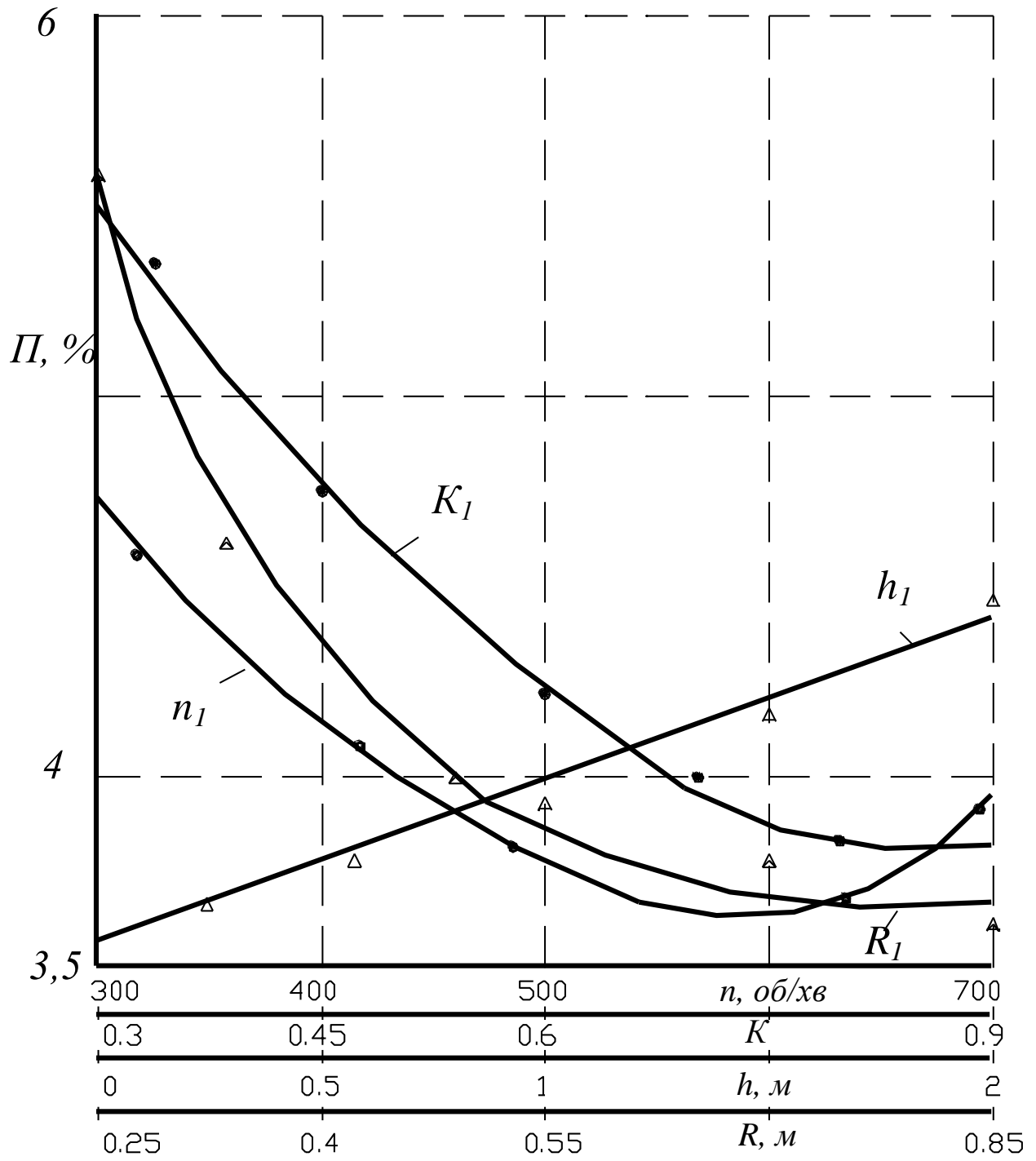


Рис.3.16 Залежності дроблення зерна від n , k , h , R при переміщенні матеріалу на 50м

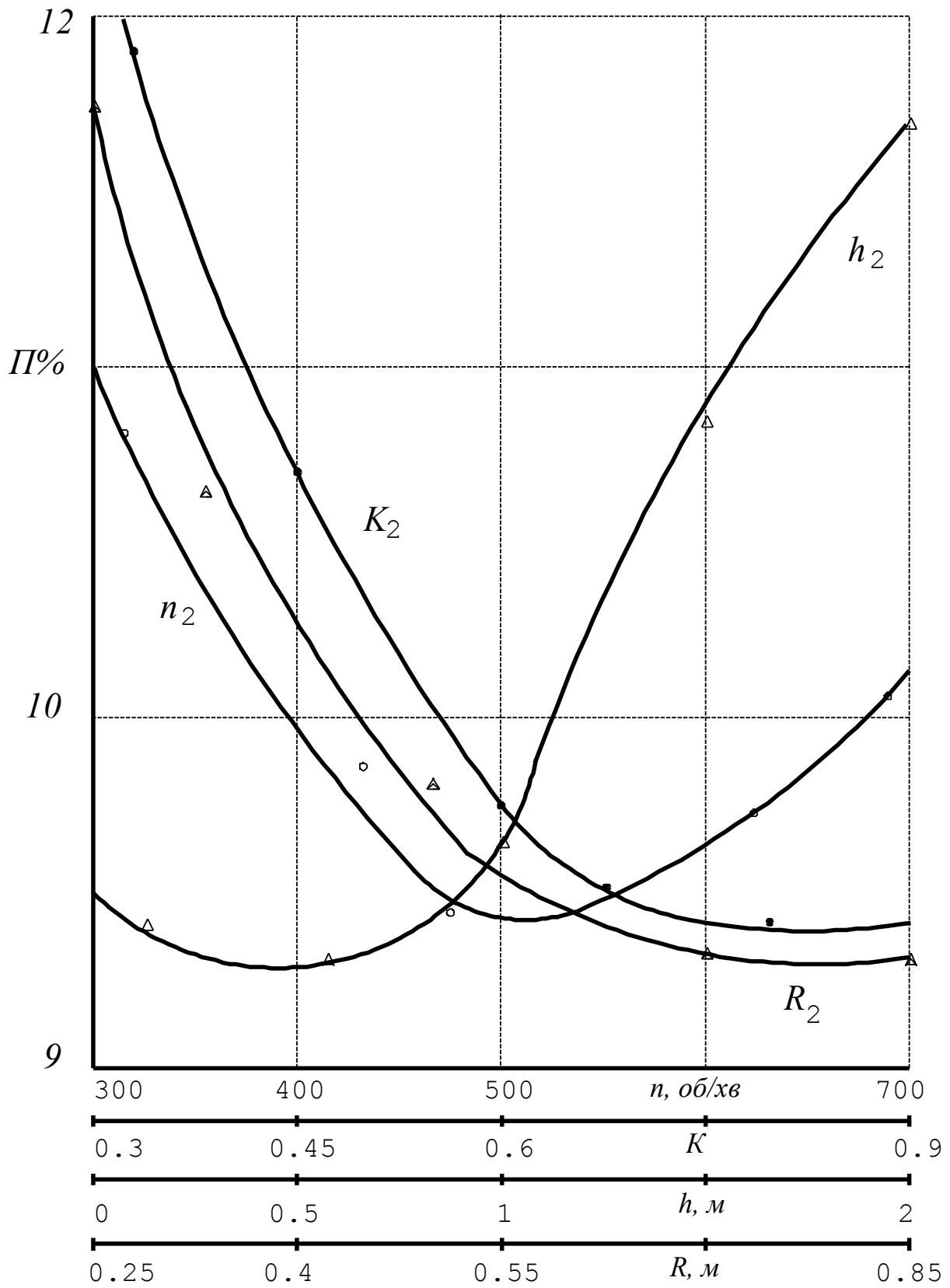


Рис.3.17 Залежності дроблення зерна від n , k , h , R при переміщенні матеріалу на 250м

Отримані результати слід враховувати при виборі траси транспортування зернових матеріалів, що дозволить суттєво зменшити ступінь їх дроблення і, таким чином, підвищити функціональні показники модульних гвинтових агрегатів.

Порівнявши результати досліджень дроблення зерна МГА з даними аналогічних досліджень гнучких шнеків виготовлених із суцільних смугових спіралей, було встановлено, що при використанні МГА дроблення зерна зменшується на 5-6%.

Також слід відмітити, що підчас проведення досліджень і безпосереднього використання МГА для транспортування сипких матеріалів, сумарні напрацювання кожного із 5-ти виготовлених робочих органів становили не менше 156год. При цьому поломок і відмов в роботі даного агрегату не спостерігалось, а проведений після випробувань візуальний огляд робочого органу показав, що відбувається тільки абразивне зношення лопатей. Це дозволяє стверджувати, що, порівняно з смуговими гнучкими шнеками з ресурсом роботи 30год [23], при аналогічних умовах ресурс роботи МГА, вищий, як мінімум, в 5,2 раза.

3.3. Висновки

По розділу зроблені наступні висновки:

1. Розроблено новий робочий орган, який виготовлений у вигляді шарнірно з'єднаних секційних гвинтових елементів підтиснутих між собою при допомозі механізму натягу троса.

2. Спроектовано і виготовлено стенд для дослідження параметрів гвинтових елементів і механізму натягу троса

3. Запропонована методика проведення експериментальних досліджень по визначенню ступеня дроблення насінєвого зернового матеріалу, яка полягає в багаторазовому проходженні матеріалу через транспортні магістралі з частним відбором проб і їх статистичною обробкою.

4. Проведені експериментальні дослідження по визначенні силових параметрів натягу троса, виходячи з умови непровертання гвинтових секцій. На основі порівняння теоретичних розрахунків та результатів експерименту по визначенню

моменту відносного повертання секцій, встановлено, що їх розбіжності знаходяться в межах 10...30%.

5.Проведені дослідження по визначеню функціональних та експлуатаційних параметрів технологічного процесу переміщення матеріалу МГА по криволінійних трассах. Встановлено: при підйомі 6-ти метрового вивантажувального кожуха на висоту 2м абсолютне значення величини крутного моменту на привідному валі робочого органа зростає в 2,5...2,8 рази, причому найбільш різке зростання T_k спостерігається в межах підйому магістралі від 0,5 до 1м; на малих радіусах кривизни сили тертя робочого органа на поверхні кожуха є домінуючими і значення об'ємної густини матеріалу не має суттєвого впливу на енерго-силові параметри процесу транспортування, також доведено, що при зменшенні радіуса кривизни транспортування до величин, що не перевищують 240...220 мм, сили тертя набувають критичних значень, що приводить до буксування вузлів приводу; збільшення частоти обертання робочого органа призводить до зменшення величини крутного моменту в стабільному режимі транспортування, найбільш доцільними в даній зоні досліджень є частоти обертання 550...700хв⁻¹.

6.Проведено повнофакторний експеримент ПФЕ-2⁴ для визначення впливу частоти обертання робочого органа n , висоти переміщення матеріалу h , радіуса кривизни траси транспортування R , і коефіцієнта заповнення гнучкого кожуха k , на ступінь дроблення насінного матеріалу. На основі даного експерименту встановлено: оптимальна частота обертання робочого органа знаходиться в межах 450–650хв⁻¹, оскільки, як показали дослідження при $n=300$ хв⁻¹ дроблення зростає на 14...16%, а при $n=700$ хв⁻¹ – на 4...7%; при $k=0,35$ ступінь дроблення зерна становить 5-5,6%, а при транспортуванні його з коефіцієнтом завантаження $k=0,7$ становить 3,8-4,3%; Збільшення висоти транспортування матеріалу до 0,6...0,8м практично не впливає на ступінь його дроблення, однак при подальшому зростанні висоти траси до 2м, травмування зерна збільшується на 40...60%; радіус кривизни транспортуючої магістралі має суттєвий вплив на ступінь дроблення зерна виключно при малих його значеннях $R=0,25...0,6$ м.

РОЗДІЛ 4
ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ І РОБОЧОГО ОРГАНА МГА

4.1. Розрахунок секційних елементів на контактну міцність

З метою забезпечення надійного функціонування робочого органа МГА проведено розрахунок їх елементів на міцність. Оскільки крутний момент M_z та осьове зусилля P_z від навантаження передаються кожним із елементів валу, то максимально навантаженими будуть початкові елементи, що сприймають повний момент:

$$M_z = N/w. \quad (4.1)$$

Отже, стінки кожної із лунок будуть сприймати тангенціальні P_τ і осьові P_z навантаження, що рівні:

$$P_{\tau l} = \frac{M_z}{2l}; \text{ і } P_{zl} = \frac{M_z}{D \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_T)}; \quad (4.2)$$

крім цього в осьовому напрямку будуть діяти також зусилля $P_{нл}$ від натягу троса $P_{тр}$

$$P_{нл} = \frac{P_{тр}}{2}. \quad (4.3)$$

Рівнодійна від всіх зусиль буде становити:

$$P_\Sigma = \sqrt{P_{zl}^2 + (P_{zl} + P_{нл})^2}. \quad (4.4)$$

Для стабільної роботи гнучкого валу необхідно, щоб відхилення рівнодійної від осі троса не перевищувало 60° , що гарантує відсутність провороту елементів навіть при динамічних флуктаціях навантаження.

Отже, максимальне розрахункове навантаження, що спричиняє контактні напруження σ буде:

$$P_{\max} = \frac{M_{z\max}}{2l \cos 60^\circ}. \quad (4.5)$$

При суттєвих відмінностях радіусів лунки r_l та кульки r_k ($r_l > r_k$) умова неперевикнення контактних напружень допустимих значень буде [107]

$$\sigma_{\max} = 0,3883 \sqrt{\frac{4P_{\max} E_1^2 E_2^2 (r_l - r_k)^2}{(E_1 + E_2)^2 r_k^2 r_l^2}} \leq [\sigma] \quad (4.6)$$

Ця формула справедлива, коли радіус кругової площадки контакту, за умовою задачі Герца, суттєво менший радіуса кульки, тобто

$$a = \sqrt{\frac{3P}{2\pi\sigma_{\max}}} > r_k. \quad (4.7)$$

Тут закон розподілу контактних напружень прийнятий згідно задачі Герца за законом

$$\sigma = \sigma_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{a^2}}. \quad (4.8)$$

За умовою задачі радіус r_k кульки практично рівний радіусу лунки r_l , тобто $r_k = r_l = r$.

В цьому випадку приймемо, що радіус кругової площадки не повинен перевищувати $a \leq 0,5r$ і тоді, умова на контактну міцність прийме вигляд:

$$\sigma_{\max} = \frac{3P_{\max}}{2\pi a^2} = \frac{6P_{\max}}{\pi r^2}. \quad (4.9)$$

В кінцевому вигляді умова неперевищення максимальних контактних напружень прийме вигляд:

$$\frac{3M_{z\max}}{\pi r^2 l \cos 60^\circ} = \frac{3N}{\pi w \cos 60^\circ r^2 l} \leq [\sigma] \quad (4.10)$$

Це обмеження є основним при визначенні параметрів лунок і в далі буде використано при інженерних розрахунках і проектуванні запропонованого робочого органа, а саме його гвинтових секцій.

4.2. Оптимізація секційних елементів гнучких конвеєрів.

При проектуванні секційних елементів гнучких гвинтових конвеєрів на вибір його конструктивних параметрів впливає цілий ряд різних факторів, як експлуатаційно-технологічних, так і фізико-механічних, що суттєво ускладнює їх розрахунок. При цьому в залежності від транспортованого матеріалу, умов експлуатації та ряду інших факторів методика розрахунку конструктивних параметрів елементів може змінюватись. Комплексне врахування всіх факторів можливе лише в рамках розв'язку оптимізаційної задачі.

Вихідними даними для проектування окремих секцій є загальна продуктивність конвеєра Q , максимальний крутний момент T , та осьове зусилля F , фізико-механічні характеристики матеріалу елементів та вантажу.

Враховуючи спосіб виготовлення елементів - видавлювання під тиском та конструктивно-технологічні характеристики конвеєра за цільову функцію приймаємо приведену масу елемента m_{np} , що припадає на одиницю довжини конвеєра [8,115]

$$m_{np} = \frac{m}{(B+h)} \quad (4.11)$$

де B -довжина секції; h -зазор між секціями.

За змінні, які підлягають оптимізації приймаємо $x_1 = B$ -довжина елемента; $x_2 = R$ -зовнішній радіус циліндричної частини елемента (ступиці); $x_3 = D$ -зовнішній діаметр гвинтових лопатей; $x_4 = d$ -внутрішній діаметр центрального отвору для троса; $x_5 = 2l$ -міжосьова віддаль між лунками; $x_6 = r$ -радіус лунки; $x_7 = h$ -зазор між елементами; $x_8 = t$ -товщина гвинтової лопаті.

Маса елемента, що складається із центральної частини (маточинни), двох гвинтових лопатей і має 4 кулькових лунки, визначається за формулою:

$$m_1 = \gamma_1 V_1 = \pi \gamma_1 B \left(R^2 - \frac{d^2}{4} \right) + \frac{(D-2R)}{4} \gamma_1 t \sqrt{2\pi^2 RD + 16B^2} - \frac{8}{3} \pi \gamma_1 r^3 + \gamma_1 \pi t h r^2 \quad (4.12)$$

де V_1 -об'єм елемента; γ_1 -густина матеріалу елемента;

Маса кульок, що припадає на один елемент:

$$m_2 = 2m_k = 2\gamma_2 V_2 = \frac{8}{3} \pi \gamma_2 r^3 \quad (4.13)$$

де V_2 -об'єм кульки; γ_2 -густина матеріалу кульки.

Із врахуванням впливу кульок за цільову функцію доцільно прийняти приведенний об'єм валу на одиницю його довжини [8, 115],

$$V_{np} = \frac{V_{валу}}{L_{валу}} = \pi \left(R^2 - \frac{d^2}{4} \right) + t(D-2R) \sqrt{\frac{\pi^2 RD}{8(B+h)^2} + 1} + \frac{8\pi}{3(B+h)} \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right) r^3 + \frac{\pi t h r^2}{B+h} \quad (4.14)$$

На зміну незалежних параметрів накладається ряд обмежень: за продуктивністю, допустимими напруженнями, радіусом кривизни траси та рядом інших.

Продуктивність конвеєра згідно [20] виражається за залежністю:

$$Q = \frac{k_v \varphi_3 T \omega (D^2 - 4R^2)}{8} \quad (4.15)$$

Із врахуванням рекомендацій для вибору значень ω , φ_3 обмеження за продуктивністю прийме вигляд:

$$(D^2 - 4R^2)(B+h) \leq \frac{2Q}{\varphi_3 \omega}, \quad (4.16)$$

де φ_3 - коефіцієнт заповнення корисного об'єму конвеєра, ω - кутова швидкість гнучкого валу.

Обмеження за радіусом згину буде мати вигляд [15]:

$$\frac{B+h}{R_{\min}} \leq \frac{h}{2R},$$

чи в розвернутому вигляді

$$2BR + 2Rh - hR_{\min} \leq 0, \quad (4.17)$$

де R_{\min} - мінімально допустимий радіус закручування траси.

Для стабільної роботи валу необхідно, щоб в момент динамічних навантажень сума кутів зміщення елементів α і входження кульки φ була менша кута тертя, тобто $\alpha + \varphi \leq \varphi_T$. Відповідна умова прийме вигляд

$$h - 2\mu r - \frac{2}{R_{\min}}(B+h)r \leq 0, \quad (4.18)$$

де μ - коефіцієнт тертя між кулькою і лункою.

Експлуатаційне обмеження за кроком гвинтової поверхні, повинне задовільняти умову $0,6 \leq k_T \leq 0,8$, де $k_T = \frac{T}{D}$ [18,20]. З даної умови маємо:

$$\left. \begin{array}{l} 0,15D - (B+h) \leq 0 \\ B+h - 0,2D \leq 0 \end{array} \right\}. \quad (4.19)$$

Геометричні обмеження, які визначають розміщення лунок в тілі елемента мають вигляд:

$$d + 2\Delta_{\min} + 2r < 2l < 2R - 2\Delta_{\min} - 2r. \quad (4.20)$$

Відповідно:

$$\left. \begin{aligned} 2r + 2l - 2R + 2\Delta_{\min} &\leq 0 \\ 2r + d - 2l + 2\Delta_{\min} &\leq 0 \end{aligned} \right\}, \quad (4.21)$$

де Δ_{\min} - мінімальна віддаль від краю лунки до внутрішньої чи зовнішньої циліндричних поверхонь.

Обмеження на виготовлення внутрішнього отвору d пов'язані із розміром d_{mp} і записуються таким чином:

$$d_{mp} < d < d_{mp} + 2\varepsilon, \quad (4.22)$$

де ε - допустимий зазор між тросом та поверхнею елемента, що не приводить до зміни довжини троса при згині валу.

Обмеження на міцність гвинтової лопаті із умови на згин.

$$6k_{\Sigma} N(0,4D-R) - n\omega t^2 [\sigma] \sqrt{4R^2 + (B+h)^2} \leq 0. \quad (4.23)$$

Технологічне обмеження на товщину лопаті:

$$t > t_{\min}. \quad (4.24)$$

Враховуючи прийняті позначення, оптимізаційна задача зводиться до мінімізації цільової функції:

$$f_0 = \pi \left(x_2^2 - \frac{x_4^2}{2} \right) + x_8 (x_3 - 2x_2) \sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1} + \frac{\pi}{(x_1 + x_7)} \left[\frac{8}{3} x_6^3 \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right) + x_6^2 x_7 \right]. \quad (4.25)$$

При наступних обмеженнях:

-по продуктивності

$$f_1 = (x_3^2 - 4x_2^2) \cdot (x_1 + x_7) - \frac{2Q}{\varphi\omega} \leq 0; \quad (4.26)$$

-по потужності

$$f_2 = -x_5x_6^2 + \frac{6N}{\pi\omega[\sigma]_k} \leq 0; \quad (4.27)$$

-за допустимим згином

$$f_3 = (x_1 + x_7) \cdot x_2 - x_7R_{\min} \leq 0; \quad (4.28)$$

-за умовою надійного захвату

$$f_4 = x_7 - 2\mu x_6 - \frac{2}{R_{\min}} (x_1 + x_7) \cdot x_6 \leq 0; \quad (4.29)$$

-за мінімальним та максимальним кроком

$$f_5 = \frac{k_{T\min}}{4} x_3 - (x_1 + x_7) \leq 0; \quad (4.30)$$

$$f_6 = x_1 + x_7 - \frac{k_{T\max}}{4} x_3 \leq 0; \quad (4.31)$$

-за геометричним розміщенням лунок

$$f_7 = x_5 - 2x_2 + 2\Delta_{\min} + 2x_6 \leq 0; \quad (4.32)$$

$$f_8 = x_4 - x_5 + 2\Delta_{\min} + 2x_6 \leq 0; \quad (4.33)$$

-за допустимим зазором в отворі для троса

$$f_9 = -x_4 + d_{mp} \leq 0; \quad (4.34)$$

$$f_{10} = x_4 - d_{mp} - \varepsilon \leq 0 \quad (4.35).$$

-із умови на згин

$$f_{11} = \frac{12Nk_{\Sigma}}{\omega n[\sigma]} (0,4x_3 - x_2) - x_3x_8^2 \sqrt{4x_2^2 + (x_1 + x_7)^2} \leq 0. \quad (4.36)$$

-за технологічною товщиною лопаті

$$f_{12} = -t + t_{\min} \leq 0. \quad (4.37)$$

Функція Лагранжа має вигляд

$$\varphi(x, u) = f_0 + \sum u_i f_i, \quad (4.38)$$

де u_i -множники, які вибирають із умови $u_i f_i = 0$, ($u_i \geq 0$).

Тоді параметри x_i приймають оптимальні значення при $\partial \varphi(x_i, u_i) / \partial x_i = 0$.

Визначимо часткові похідні функціонала якості f_0 .

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_1} = -\frac{x_8(x_3 - 2x_2)}{2\sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1}} \cdot \frac{\pi^2 x_2 x_3}{4(x_1 + x_7)^3} - \frac{\pi}{(x_1 + x_7)^2} \left[\frac{8}{3} x_6^3 \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right) + x_6^2 x_7 \right];$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_2} = 2\pi x_2 - 2x_8 \sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1} + \frac{x_8(x_3 - 2x_2)\pi^2 x_3}{2\sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1}};$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_3} = x_8 \sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1} + \frac{\pi^2 x_8(x_3 - 2x_2)x_2}{2\sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1}};$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_4} = -\pi x_4; \quad (4.39)$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_5} = 0;$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_6} = \frac{\pi}{x_1 + x_7} \left[x_6^2 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right) + 2x_6 x_7 \right];$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_7} = -\frac{x_8(x_3 - 2x_2)}{2\sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1}} \cdot \frac{\pi^2 x_2 x_3}{4(x_1 + x_7)^3} - \frac{\pi}{(x_1 + x_7)^2} \left[\frac{8}{3} x_6^3 \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right) + x_6^2 x_7 \right] + \frac{\pi x_6^2}{x_1 + x_7};$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_8} = (x_3 - 2x_2) \sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1};$$

Аналіз похідних цільової функції показує, що вони в межах зміни змінних x_i

не набувають нульових значень, причому $\frac{\partial f_0}{\partial x_1} < 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_2} > 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_3} > 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_4} < 0$;

$\frac{\partial f_0}{\partial x_6} > 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_7} < 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_8} > 0$. Похідна $\frac{\partial f_0}{\partial x_5} = 0$ за умовою, тобто зміна параметру

$x_5 = u$ не впливає на зміну об'єму валу. Проте, враховуючи більшу густину кульок, при зменшенні x_5 зменшується момент інерції валу і покращуються його експотенційні показники.

Часткові похідні функції Лагранжа [35,114]:

$$\frac{\partial \varphi(x,u)}{\partial x_1} = \frac{\partial f_0}{\partial x_1} - u_1(x_3^2 - 4x_2^2) + u_3x_2 - u_4 \frac{2x_6}{R_{\min}} - u_5 + u_6 - u_{11} \frac{x_3x_8^2(x_1+x_7)}{\sqrt{4x_2^2+(x_1+x_7)^2}} = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x,u)}{\partial x_2} = \frac{\partial f_0}{\partial x_2} - 8u_1(x_1+x_7) - 2u_7 - u_{11} \left(\frac{2k_{\Sigma}N}{\omega n[\sigma]} + \frac{4x_3x_8^2x_2}{\sqrt{4x_2^2+(x_1+x_7)^2}} \right) = 0;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varphi(x,u)}{\partial x_3} = \frac{\partial f_0}{\partial x_3} - 2u_1(x_1+x_7) + u_5 \frac{k_{T\min}}{4} - u_6 \frac{k_{T\max}}{4} + \\ + u_{11} \left(\frac{0,8Nk_{\Sigma}}{\omega n[\sigma]} - x_8^2 \sqrt{4x_2^2+(x_1+x_7)^2} \right) = 0; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \varphi(x,u)}{\partial x_4} = \frac{\partial f_0}{\partial x_4} - u_9 + u_{10} = 0 \tag{4.40}$$

$$\frac{\partial \varphi(x,u)}{\partial x_5} = \frac{\partial f_0}{\partial x_5} - u_2x_6^2 + u_7 - u_8 = 0$$

$$\frac{\partial \varphi(x,u)}{\partial x_6} = \frac{\partial f_0}{\partial x_6} - 2u_2x_5x_6 - u_4 \left[2\mu + \frac{2}{R_{\min}}(x_1+x_7) \right] + 2u_7 + 2u_8 = 0$$

$$\frac{\partial \varphi(x,u)}{\partial x_7} = \frac{\partial f_0}{\partial x_7} + u_1(x_3^2 - 4x_2^2) + u_3(x_2 - R_{\min}) + u_4 \left(1 - \frac{2x_6}{R_{\min}} \right) -$$

$$-u_5 + u_6 - u_{11} \frac{x_3 x_8^2 (x_1 + x_7)}{\sqrt{4x_2^2 + (x_1 + x_7)^2}} = 0$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_8} = \frac{\partial f_0}{\partial x_8} - 2u_{11} x_3 x_8 \sqrt{4x_2^2 + (x_1 + x_7)^2} - u_{12} = 0.$$

В результаті досліджень всіх можливих варіантів систем рівнянь, що задовільняють умовам Куна-Таккера, [7, 75, 114] встановлено, що для реального проектування із всіх теоретично можливих варіантів найбільш ймовірний такий, у якому коефіцієнти $u_4 = u_5 = u_9 = 0$, а змінні параметри визначаються із системи рівнянь $f_1 = f_2 = f_3 = f_6 = f_7 = f_8 = f_{10} = f_{11} = 0$.

Ряд рівнянь містять не всі невідомі, і тому, порядок визначення x_i спрощується.

Діаметр внутрішнього отвору елемента визначається із рівняння f_{10} обмеження. $f_{10} = x_4 - d_{mp} - \varepsilon \leq 0$.

Відповідно:

$$d = x_4 = d_{mp} + \varepsilon \quad (4.41)$$

Значення радіусу лунок r та віддалі між ними $2l$ визначається із системи рівнянь $f_8 = 0$; $f_2 = 0$:

$$\begin{cases} x_4 - x_5 + 2x_6 + 2\Delta_{\min} = 0 \\ -x_5 x_6^2 + \frac{6N}{\pi \alpha [\sigma]_k} = 0 \end{cases} \quad (4.42)$$

Із системи (4.42) для визначення радіусу $r = x_6$ отримується рівняння

$$x_6^2 (x_6 + \Delta_{\min} + d/2) = \frac{6N}{\pi \alpha [\sigma]} \quad (4.43)$$

Оскільки точний розв'язок цього рівняння є громіздким, то для спрощення розрахунків можна запропонувати ітераційну залежність

$$r_i = x_{6i} = \sqrt{\frac{3N}{\pi\omega[\sigma](d/2 + \Delta_{\min} + r_{i-1})}}, \quad (4.44)$$

де за перше наближення доцільно взяти $r_0 = 7$ мм, яке визначено експериментальним шляхом для ряду типорозмірів гнучких конвеєрів із прохідним отвором $D \leq 100$ мм.

Відповідно, віддаль між лунками:

$$2l = x_5 = r + \Delta_{\min} + d/2. \quad (4.45)$$

Радіус циліндричної частини елемента (ступиці) визначається із рівняння $f_7 = 0$, звідки

$$R = x_2 = d/2 + 2\Delta_{\min} + 2r. \quad (4.46)$$

Зовнішній діаметр гвинтової частини D , ширина елементів, та зазор між ними визначається із системи рівнянь $f_1 = f_3 = f_6 = 0$.

$$\begin{cases} (x_3^2 - 4x_2^2)(x_1 + x_7) - \frac{2Q}{\varphi\omega} = 0; \\ (x_1 + x_7)x_2 - x_7R_{\min} = 0; \\ x_1 + x_7 - \frac{k_{T\max}x_3}{4} = 0. \end{cases} \quad (4.47)$$

Згідно (4.47) зовнішній діаметр D найбільш просто визначити за ітераційною залежністю:

$$D_i = x_{3i} = \sqrt[3]{\frac{8QD_{i-1}^2}{\varphi\omega k_{T\max}(D_{i-1}-4R)^2}} \quad (4.48)$$

де коефіцієнт заповнення на горизонтальній ділянці траси становить, $\varphi = 0,4 \dots 0,6$, а кутова швидкість вибирається за залежністю $\omega = \left(k_V k_T \varphi g^3 P^3 / Q\right)^{\frac{1}{5}}$. Тут коефіцієнт швидкохідності P вибирається $P = 7$, а коефіцієнт напрямку вектора потоку $k_V = 0,6$; g - прискорення земного тяжіння.

Відповідно величина зазору h та ширина секції B рівні

$$h = x_7 = \frac{k_{T\max} DR}{4R_{\min}}; \quad (4.49)$$

$$B = x_1 = \frac{k_{T\max} D}{4} \left(1 - \frac{R}{R_{\min}}\right). \quad (4.50)$$

Товщина лопаті секції визначається із рівняння $f_{11} = 0$.

$$t = \sqrt{\frac{12Nk_{\Sigma}(0,4D-R)}{\omega n[\sigma]D\sqrt{4R^2+(B+h)^2}}}. \quad (4.51)$$

Якщо визначені параметри не задовільняють обмеження $f_4 \leq 0$, то діаметр внутрішнього отвору d визначається як і в попередньому випадку за залежністю (4.41); зовнішній діаметр D , величина зазора h та ширина секції B , відповідно, за залежностями (4.48, 4.49, 4.50), а радіус r визначають із обмеження $f_4 = 0$

$$r = x_6 = \frac{2hR_{\min}}{4\mu R_{\min} + k_{T\max} D}. \quad (4.52)$$

Параметри $2l$, R , t визначаються аналогічно попередньому випадку за залежностями (4.45,4.46,4.51).

Якщо за залежністю (4.51) товщина лопаті буде меншою за мінімальну із умови технології виготовлення, то товщину лопатки приймають

$$t = t_{min} \quad (4.53)$$

На основі даної оптимізації розроблена методика проектування робочого органа модульного гвинтового агрегату. Приведена методика ґрунтується на аналізі можливих розв'язків поставленої задачі нелінійного програмування з використанням умови Куна-Таккера, і дозволяє визначити оптимальні конструктивні параметри даного робочого органа без використання трудомістких числових методів. Використання розробленої інженерної методики проектування технологічного процесу, створеної на основі аналізу і розв'язку складеної оптимізаційної задачі, дозволило в середньому скоротити матеріаломісткість модульного гвинтового агрегату на 10...15% і зменшити енергомісткість процесу на 5...10%.

4.3 Перспективні напрямки розробки робочих органів

Для усунення знакозмінних циклічних навантажень, які виникають в полосових спіралях при їх роботі на криволінійних трасах розроблено ряд перспективних конструкцій робочих органів модульних гвинтових агрегатів.

В даних конструкціях був використаний секційний метод виготовлення робочих органів з шарнірними елементами передачі крутного моменту.

Робочий орган МГА, показаний на рис.4.1, складається з полосової спіралі, виготовленої у вигляді окремих гвинтових секцій. Кожна секція виконана у вигляді труби 1, в яку при допомозі заклепок 6 з обох кінців заклепуються втулки 2 з пазами 7 і циліндричними отворами 8. На трубі жорстко кріпиться гвинтове ребро 5. З'єднання секцій відбувається за допомогою втулки 3, яка має 2-а взаємноперпендикулярні отвори і розміщується в пазах втулок 2. Фіксація втулок 2

і 3 відбувається при допомозі пальця 4, який проходить через отвори, виконані в обох втулках.

Принцип роботи даного робочого органа слідуючий. При його обертанні в гнучкому рукаві крутний момент з втулки 3 передається на втулку 2 через пази 7. З втулки 2 через заклепочне з'єднання крутний момент передається на трубу і гвинтове ребро. Далі крутний момент через заклепочне з'єднання передається на іншу втулку.

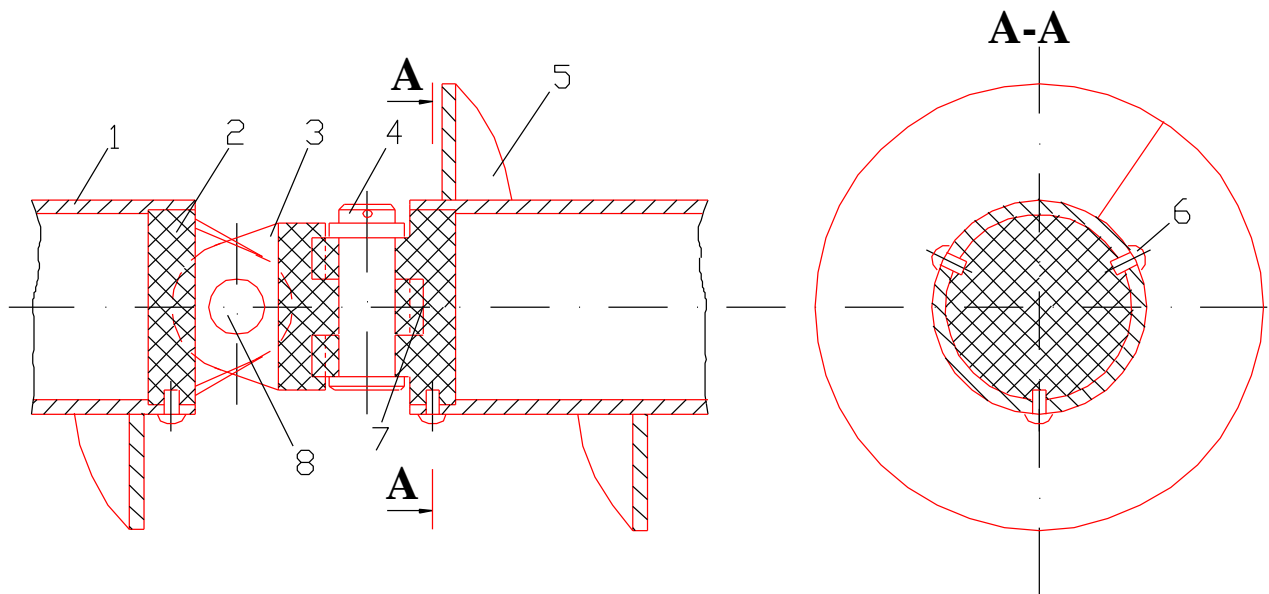


Рис.4.1 Робочий орган МГА

Оскільки центральні осі отворів втулки 3 виконані взаємоперпендикулярно, то це забезпечує рівномірне обертання робочого органу за карданним типом.

Для більш навантаженого процесу переміщення матеріалу застосовується робочий орган, зображений на рис.4.2 [83]. Він складається з окремих гвинтових секцій 1, які виконані із двох циліндричних втулок 4, з'єднаних між собою прутками 3. До втулок і прутків жорстко закріплене гвинтове ребро 2. В циліндричних втулках 4 виконані наскрізні отвори 5, що розташовані на взаємоперпендикулярних осях. З внутрішньої сторони втулок в отворах 5 встановлені антифрикційні втулки 7, між торцевими поверхнями яких розташований квадратний валець 8. Валець 8 і антифрикційна втулка 7 фіксується при допомозі циліндричного пальця 6, який жорстко з'єднаний з квадратним

вальцем і встановлюється в отворах 10 антифрикційних втулок і отворі 9 квадратного вальця.

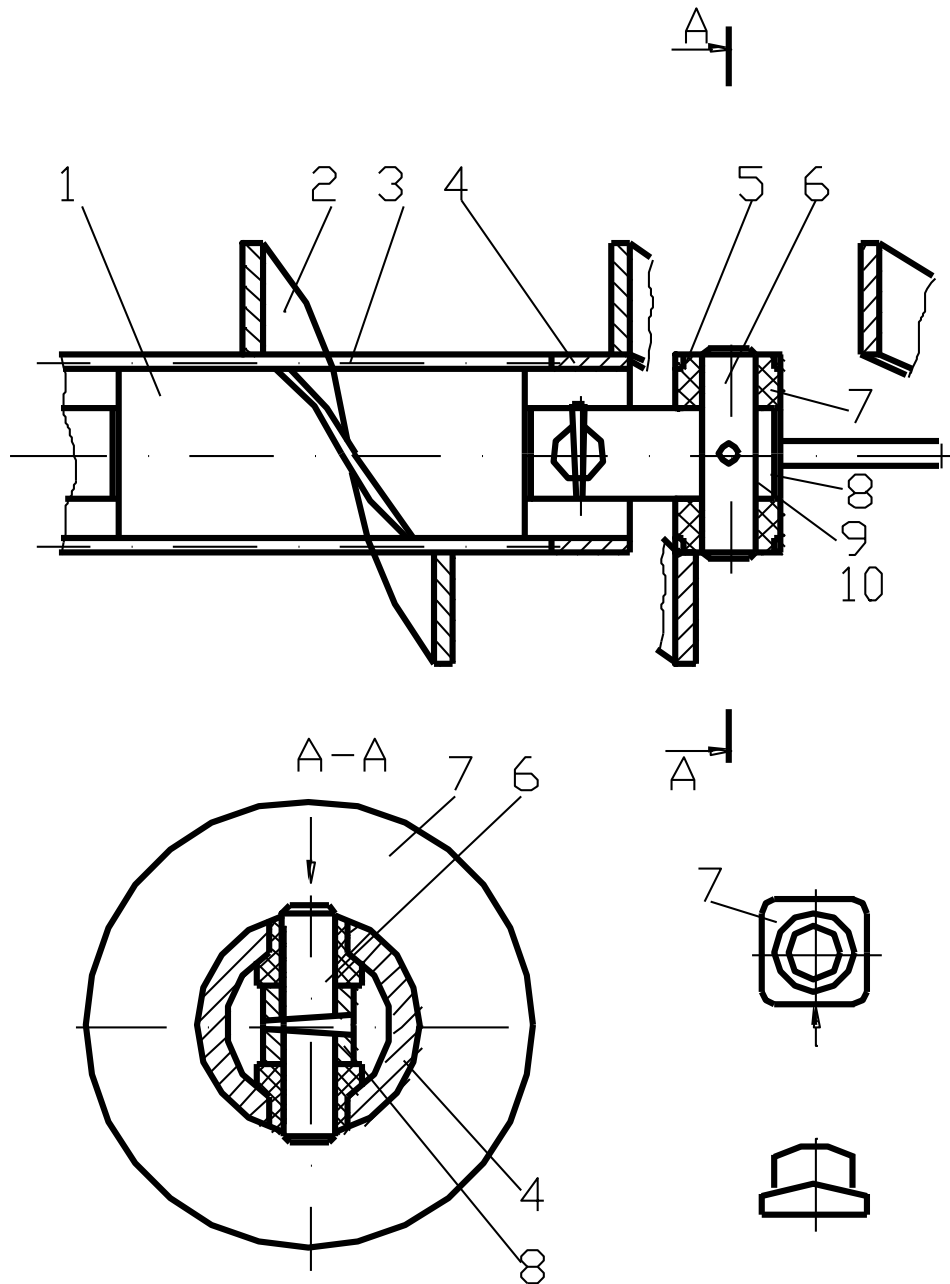


Рис.4.2 Робочий орган МГА

Крутний момент в такому робочому органі передається з квадратного вальця через циліндричний палець і антифрикційну втулку на циліндричне кільце. Далі крутний момент через гвинтове ребро і прутки передається на іншу циліндричну втулку, а через антифрикційну втулку на циліндричний і квадратний вальці. Рівномірне обертання робочого органа як і в попередньому випадку забезпечується

по принципу кардана за рахунок виконання отворів в циліндричних втулках, центральні осі яких розташовані взаємноперпендикулярно в одній гвинтовій секції.

Застосування антифрикційних фігурних втулок конструкції робочого органу суттєво підвищує його довговічність, оскільки при роботі на криволінійних трасах провертання пальців відносно антифрикційних втулок здійснюється по значних площах контакту, що зменшує внутрішні напруження. Антифрикційні втулки слід виготовляти з поліамідів армованих шкляним волокном, які ефективно працюють як підшипники ковзання в агресивних середовищах без змащування.

Оскільки, запропоновані типи робочих органів, ще не є достатньо вивчені, то для їх застосування в МГА, потрібно провести комплекс теоретичних і експериментальних досліджень, які б дали змогу визначити їх конструктивні, кінематичні і динамічні параметри в залежності від режимів переміщення сільськогосподарських матеріалів.

4.4. Річний економічний ефект від використання МГА для транспортування сільськогосподарських матеріалів

Річний економічний ефект від використання машин з гвинтовими механізмами можна визначити за відомою формулою [97].

$$C_p = C_1 \cdot \left(Q \cdot \frac{1/T_1 + E_n}{1/T_2 + E_n} - 1 \right) + \Delta И + \Delta K_c, \quad (4.54)$$

де C_1 - оптова ціна базового виробу, $C_1=1560$ грн; Q - узагальнений показник технічного рівня нового виробу, приймаємо $Q=1,06$; T_1 і T_2 - строки служби (до капітального ремонту) відповідно базового і нового виробу, років; E_n - нормативний коефіцієнт ефективності, $E_n=0,15$; $\Delta И$ - зміна поточних

експлуатаційних витрат споживача, грн; ΔK_c - зміна відрахувань від супутніх капітальних вкладень споживача:

$$\Delta I = \frac{I_1 - I_2}{1/T_2 - E_n}$$

де I_1 і I_2 - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним відповідно базового і нового виробу.

Річні експлуатаційні витрати включають в себе затрати трудових, матеріальних, енергетичних ресурсів і витрати на утримання обладнання. Оскільки при впровадженні нового виробу зменшуються тільки витрати на утримання обладнання, а всі інші витрати не змінюються то $I_1 - I_2$ можна замінити $I_{об1} - I_{об2}$ де $I_{об1}$ і $I_{об2}$ - витрати на утримання обладнання базового і нового виробу, значення $I_{об1}$ і $I_{об2}$ приведені в табл.4.1.

Таблиця 4.1.

Витрати на утримання обладнання

Стаття витрат	$I_{об1}$, грн	$I_{об2}$, грн
1. На технічне обслуговування	20	20
2. Поточний ремонт	60	30
3. Капітальний ремонт	80	55
Всього	160	105

$$\Delta I = \frac{160 - 105}{0,35} = 157,14$$

$$\Delta K_c = \frac{E_n \cdot (K_{c1} - K_{c2})}{1/T_2 + E_n}$$

де K_{c1} і K_{c2} - супровідні капіталовкладення споживача при використанні ним відповідно базового і нового обладнання.

$$K_c = K - Ц \cdot (1 + K_{TM})$$

де K - повні капіталовкладення, грн; $Ц$ - оптова вартість виробу, для нового робочого органу $Ц_2 = 1365$ грн; K_{TM} - коефіцієнт транспортно-монтажних витрат, $K_{TM} = 0,1$.

Прийнявши, що повні капіталовкладення виробника для базового і нового виробу будуть однакові, отримаємо, що

$$K_{c1} - K_{c2} = K - 1,1Ц_1 - K + 1,1Ц_2 = 1,1(Ц_2 - Ц_1) = 1,1 \cdot (-195) = -214,5 \text{ грн.}$$

$$\Delta K_c = \frac{0,15 \cdot (-214,5)}{0,65} = -49,5 \text{ грн.}$$

Підставимо всі знайдені значення у формулу 4.54, річний економічний ефект від застосування МГА з розробленим робочим органом становить

$$E_p = 1560 \cdot \left(1,05 \cdot \frac{1,15}{0,65} - 1 \right) + 157,14 - 49,5 = 1473,24 \text{ грн.}$$

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень технологічних процесів переміщення сільськогосподарських матеріалів мобільними гвинтовими засобами механізації зроблені наступні висновки.

1. Виведені аналітичні залежності для визначення параметрів технологічного процесу переміщення сипких матеріалів по криволінійних трасах модульним гвинтовим агрегатом, робочий орган якого виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних секцій, та визначені зусилля, які при цьому виникають в елементах його конструкції.

2. Розроблено динамічну модель процесу роботи МГА для різних варіантів навантаження на робочий орган, з аналізу якої випливає, що надійне функціонування агрегату забезпечується при введенні в кінематичну схему приводу пружно-захисного механізму, час спрацювання якого не перевищує 0,13с.

3. Для забезпечення максимально можливої мобільності процесу функціонування МГА на основі проведеного кінетостатичного аналізу встановлені раціональні конструктивні параметри гвинтових секцій для стандартних гнучких рукавів внутрішнього діаметру 100мм і радіуса їх кривизни 0,3-0,5м: висота гвинтової лопаті - 25-30мм; радіус втулок - 18-23мм, ширина втулок - 12-16мм; зазор між втулками 1-2мм; радіус сферичних з'єднань - 7...8мм.

4. Встановлено, що при розрахунку гвинтової лопаті на міцність напруження згину, є домінуючими, причому згин відбувається по дотичній до циліндричної поверхні маточини, а відхилення профілю гвинтової поверхні від лінії згину не перевищує 1мм. Найбільш небезпечною є точка розміщена посередині лінії згину.

5. За результатами експериментальних досліджень енерго-силових і експлуатаційних параметрів процесу переміщення матеріалів по криволінійних трасах МГА з секційно-гвинтовими елементами робочого органа встановлено, що раціональними є режими роботи: частота обертання $450...600 \text{ хв}^{-1}$; висота транспортування 1,5м; мінімально-допустимий радіус кривизни траси 0,5м; коефіцієнт завантаження гнучкого кожуха 0,5...0,8.

6. На основі ресурсних і порівняльних випробувань встановлено, що вдосконалення технологічного процесу шляхом застосування раціональних конструктивних і технологічних параметрів розробленого робочого органа МГА дозволяє зменшити травмування зернових матеріалів на 5...6%, а також підвищити ресурс роботи в 5,2 рази в порівнянні з гнучкими шнеками, виконаними із смугових суцільних спіралей.

7. На основі розв'язку задачі нелінійного програмування отримані оптимальні значення конструктивних параметрів гвинтових секцій, які для стандартних гнучких рукавів внутрішнього діаметру 100мм і радіуса їх кривизни 0,5м становлять: висота гвинтової лопаті - 28мм; радіус втулок - 20мм, ширина втулок - 15мм; зазор між втулками 1,5мм; радіус сферичних з'єднань - 7мм.

8. Розроблена інженерна методика проектування конструктивних і технологічних параметрів МГА. Її конструкція відпрацьована на технологічність, розроблена технічна документація виготовлення агрегату з секційно-гвинтовими елементами робочого органа, яка передана для впровадження. Технічна новизна розробок захищена 3-ма патентами України на винаходи. Річний економічний ефект від використання МГА з новим робочим органом становить 1473грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1.Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Завантажувальний пристрій до причепів //Техніка АПК. -1997. -N2. -С. 19-20.
- 2.Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Універсальний агрегат до самохідного шасі //Техніка АПК. -1998. -N2. -С.22.
- 3.Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений.- М.:Наука, 1971. -215с.
- 4.Автокад версии 11. Справочное руководство.-М.: Параллель, 1991.-531с.
- 5.Алешкин В.Р., Роцин П.М. Механизация животноводства.-М.: Агропромиздат, 1985. -218с.
- 6.Белянчиков М.М., Смирнов А.І. Механізація тваринництва. -К.: "Вища школа". -1980, -375с.
- 7.Бертсекас Д. Условная оптимизация и методы множителей Лагранжа: Пер. с. англ. -М.: Радио и связь, 1987. -400с.
- 8.Бойко И.В., Бублик Б.Н., Зинько П.Н. Методы и алгоритмы решения задач оптимизации. -К.: Вища школа, 1983. -420с.
- 9.Вайнберг Д.В. Справочник по прочности, устойчивости и колебаниям пластин. -К.: Будівельник, 1973. -488с.
- 10.Вайсон А.А. Подъёмно-транспортные машины. -М.: Машиностроение, 1989. -536с.
- 11.Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники. -М.: БТИ ГОСНИТИ, 1962.-230с.
- 12.Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. -К.: Изд. УСХА, 1960. -216с.
- 13.Вітровий А.О. Визначення конструктивно-силових параметрів гнучких гвинтових конвейерів //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". - Том1. -Київ: Видавництво НАУ. -1997. -С. 57-59.

14.Вітровий А.О. Визначення функціонально-експлуатаційних параметрів робочих органів гнучких гвинтових конвейєрів //3-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові "Тези доповідей". - Львів: Львівська політехніка. -1997. -С. 138-139.

15.Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра //Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". -Вип. 4. -Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998. -С. 34-36.

16.Вітровий А.О. Результати досліджень пошкодження зерна гнучким гвинтовим конвеєром //Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Нац. агр. ун-ту. -К.: В-во НАУ, -1999. -Т.6. -С. 34-36.

17.Вітровий А.О., Мельник С.В., Семенюк А.К. Силовий розрахунок робочого органу модульного гвинтового агрегата //Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Луц. держ. тех. ун-ту. -Луцьк: В-во ЛДТУ, -1999. -Вип. 5. -С.15-22.

18.Гевко Б.М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: Дис...д-ра техн. наук: 05.05.11 -Ростов-на-Дону, 1987. -450с.

19.Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. -Львов: Вища школа, 1986. -128с.

20.Гевко Б.М., Рогатынський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. -Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. -176с.

21.Гевко Б.М., Рогатынський Р.М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейєров //Изв. вузов. Машиностроение. -1987. -№5. -С.109-114.

22.Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Мельник С.М., Вовк І.З. Визначення функціональних та експлуатаційних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". -Том 5. -Київ: Видавництво НАУ. -1999. -С. 19-23.

23.Гевко Р.Б. Технологічні і конструктивні шляхи підвищення довговічності гвинтових спіралей шнеків //Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні /Тези доповідей першої науково-технічної конференції ТПП /Тернопіль. -1992. -С.74-75.

24.Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. -280с.

25.ГОСТ23976-80. Конвейеры винтовые для кормов. Основные параметры. - М.: Издательство стандартов, 1980.-19с.

26.ГОСТ23004-78.Механизация и автоматизация технологических процессов в машиностроении и приборостроении.-М.: Издательство стандартов, 1978.-25с.

27.ГОСТ 2705-73. Шнеки для сельскохозяйственных машин. -М.: Издательство стандартов, 1973.-16с.

28.Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. -М.: Машиностроение, 1972. -184с.

29.Григорьев А.М., Преображенский П.А. Теория, расчёт и эксплуатация односпирального гибкого конвейера. -К.: Знание, 1969. -128с.

30.Григорьев А.М., Преображенский П.А. Гибкие шнеки. -К.: Знание. -1967. -98с.

31.Григор'єв А.М., Преображенський П.А. Комплексна механізація і автоматизація вантажорозвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні. -К.: Наукова думка, -1967. -116с.

32.Груздев И.Э., Мирзоев В.Г., Янков В.И. Теория шнековых устройств. -Л.: Машиностроение, 1987. -164с.

33.Гуляев В.И. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволинейных стержней. -К.: Наукова думка, 1992. -344с.

34.Демьянов В.Ф., Малоземов В.И. Введение в минимакс. -М.: Машиностроение, 1972. -157с.

35.Добронравов В.В. Основы механики неголономных систем. -М.: Высшая школа, 1970. -271с.

- 36.Деннис Дж., Шнабель Р. Числительные методы безусловной оптимизации и решение нелинейных уравнений: Пер. с англ. -М.: Мир, 1988. -440с.
- 37.Жермен П. Курс механики сплошных сред: Пер. с франц. -М.: Высшая школа, 1983. -400с.
- 38.Зажигаев Л.С., Кишьян А.А., Романиков Ю.И. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. -М.: Атомиздат, 1978. 258с.
- 39.Заика П.М., Юдицкий П.М. Методические указания к решению задач по курсу «Сельскохозяйственные и мелиоративные машины»: Тема 6: Винтовые и ротационные рабочие органы: Вып.1-4. Харьков: ХИМЭСХ, 1988. -28с.
- 40.Зенков Р.Л. Бункерные устройства. -М.: Машиностроение, 1972. -182с.
- 41.Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. -М.: Машиностроение, 1973. -220с.
- 42.Зенков Р.Л., Иванков Н.И., Колобов Л.И. Машины непрерывного транспорта.- М.: Машиностроение, 1987. -320с.
- 43.Иванченко Ф.К.Конструкция и расчёт подъёмно транспортных машин. -К.: Выща школа. -1988р. -426с.
- 44.К вопросу о поступательной скорости движения массы сыпучего материала в горизонтальном односпиральном гибком шнеке /Михайлов С.Н., Вачагин К.Д. //Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки). Сб. статей, -Казань, -1970. -С.14-16.
- 45.К вопросу о производительности односпирального гибкого шнека при горизонтальном транспортировании сыпучих материалов /Михайлов С.Н., Вачагин К.Д., Труфанов А.А. //Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки) и смесители. Сб. статей, -Казань, -1970. -С.18-20.
- 46.Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. -К.: Академия наук Украинской ССР, 1961. -160с.
- 47.Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. -М.: Машиностроение, 1969. -296с.
- 48.Комплексна механізація виробництва зерна /В.Д.Гречкосій, Д.М.Алімов, В.І.Кифоренко, П.М.Чайка; За ред.В.Д.Гречкосія. -К.: Урожай, 1991. -216с.

49.Конвейеры: Справочник /Р.А. Волков, А.Н. Гнутов и др. Под общ. ред. Ю.А. Пертена.- Л.: Машиностроение, 1984.- 367с.

50.Корн И., Корн Т. Справочник по математике: Пер. с англ. -М.: Мир, 1970. -540с.

51.Корнеев Г.В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. -М.: Машиностроение, 1961. -248с.

52.Кошевий Е.А. і ін. Довідник по виробництву комбикормів. -К.: Урожай, 1986. -284с.

53.Крапп Л.И. Обработка и хранение семенного зерна. -М.: Урожай, 1974. - 243с.

54.Красников В.В. Подъемно-транспортные машины. -М.: Колос, 1981, - 263с.

55.Кукта Г.М. Технология переработки и приготовления кормов. -М.: Колос, 1978. -156с.

56.Кулаковский И.В., Кирпичников Ф.С., Резник Е.И. Машины и оборудование для приготовления кормов. Справочник в 2 ч. -М.: Росагропромиздат, 1988. -328с.

57.Курницкий Б.Я. Оптимизация вокруг нас. -Л.: Машиностроение, 1989. - 144с.

58.Куцин Л.М. Механико-технические основы создания транспортирующих, дозирующих и смешивающих устройств для приготовления кормов на животноводческих фермах: Автореф. дис...д-ра техн. наук: /Институт сельхозмашиностроения. -Ростов-на-Дону, 1982. -38с.

59.Куцин Л.М., Омельченко А.А. Определение скорости вращения вертикального транспортёра //Тракторы и сельхозмашины, -1973. -№3. -С29-30.

60.Леви-Чивитта Т., Амальди У. Курс теоретической механики Т.2, ч.2. -М.: Изд-во иностр. Лит., 1955. -555с.

61.Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. - Л.:Сельхозгиз, 1955.- 764с.

62.Липкович Э.И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах

зерноуборочных комбайнов. Зеленоград, 1973.-160с.

63.Лурье А.И. Аналитическая механика. -М.: Физматгиз, 1961. -824с.

64.Маркеев А.П. Динамика тела,соприкасающегося с твёрдой поверхностью. -М.: Наука, 1992. -336с.

65.Математика и САПР /В 2-х кн. Кн. 1. Шенен П., КоснарМ., Гардан Н. и др. Пер. с франц. -М.: Мир, 1988. -204с.

66.Математическая теория оптимальных процессов /Пентрегин Л.С., Болтенский В.Г., Гамирелидзе Е.Ф. и др. -М.: Наука, 1969. -231с.

67.Машины для комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ с зерном /Иванов А.И., Лейкин А.Я., Хувес Э.С. и др.-М.: Колос, 1964. -244с.

68.Машины непрерывного транспорта /Под ред. В.И.Плавинского -М.: Машиностроение, 1969. -719с.

69.Мейз Дж. Теория и задача механики сплошных сред: Пер. с англ. -М.: Мир, 1974. -320с.

70.Механізми з гвинтовими пристроями /Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. - Львів : Світ, 1993. -208с.

71.Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рощин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. -Л.:Колос,1980.-168с.

72.Михайлов С.Н. Транспортирование сыпучих материалов односпиральным гибким шнеком: Автореф. дис...к-та техн. наук: 05.20.04./ -Казань: КХТИ им. С.М.Кирова, 1971. -26с.

73.Михайлов С.Н., Преображенский П.А. Влияние угла наклона заборного участка гибкого шнека на его производительность//Труды КХТИ им. С.М.Кирова, вып. 37. -1968. -С. 30-34.

74.Михайлов С.Н., Вачагин К.Д., Труфанов А.А. Течение вязкой жидкости в односпиральном гибком шнеке //Труды КХТИ им. С.М.Кирова, вып. 39, ч.II. -1969. -С.44-46.

75.Ногин В.Д., Протодьяконов Н.О., Євлампиєв І.І. Основы теории оптимизации. -М.: Высш. шк., 1986. -146с.

76.Омельченко А.А., Куцин Л.М. О некоторых теоретических предпосылках к расчёту винтовых транспортёров //Тракторы и сельхозмашины. -1964. -№12. - С.22-24.

77.Омельченко А.А., Ткач Б.Д. Довідник по механізації твариницьких і пташиних ферм і комплексів. -К.:Урожай, 1982. -271с.

78.О мощности, потребляемой односпиральным гибким шнеком при перемещении порошкообразных и мелкозернистых материалов на горизонтальной трассе транспортирования /Михайлов С.Н., Вачагин К.Д., Труфанов А.А. //Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки) и смесители. Сб. статей, - Казань, -1970. -С24-26.

79.Орлов В.П. Инженерные решения многократериальных задач. -М.: Наука, 1982. -257с.

80.Панченко А.Н. Повышение работоспособности бункеров послойного распределения сыпучих связных материалов сельскохозяйственных и мелиоративных машин. -Днепропетровск: Днепропетр. гос. агр. ун-т., 1995. - 52с.

81.Пат. 23972А Україна МКИ В65G33/16, В65G33/24, G01M13/00. Стенд для визначення силових параметрів взаємодії робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів /Вітровий А.О., Гевко Р.Б., БезпальокА.П. Гладьо Ю.Б.; Заявка - №96083272; Заявл. 15.08.96; Опубл. 31.08.98, Бюл.№4.

82.Пат. 25734А Україна МКИ В65G33/16. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра /ГевкоР.Б., Гевко Б.М., Вітровий А.О., та ін.; Заявка - №96072797; Заявл. 12.07.96; Опубл. 30.10.98.

83.Пат. 25586А Україна МКИ В65G33/16. Робочий орган гвинтового конвеєра /ГевкоР.Б., Мельник С.М., Гупка Б.В., Рогатинський Р.М.,Гевко І.Б., Вітровий А.О., Ткаченко І.Г.; Заявка - №97105026; Заявл. 14.10.97; Опубл. 30.10.98.

84.Пат. 1807971 АЗ (СССР). Винтовой конвейер. /Гевко Б.М., Пилипец М.И.и др.; Опубл. 1993, Бюл.№ 13.

85.Пентрягин Л.С., Болтенский В.Г., Гамирелидзе Е.Ф. и др. Математическая теория оптимальных процессов. -М.: Наука, 1969. -150с.

86.Пилипець М.І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвейерів: Дис...канд. техн. наук: 05.20.04. -Тернопіль, 1993. -269 с.

87.Пилипець М.І., Вітровий А.О. Розрахунок параметрів спіралей шнеків гнучких гвинтових конвеєрів //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". -Том 4. -Київ: Видавництво НАУ. -1998. -С. 245-247.

88.Погорелый Л.В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин. -К.: Техника, 1981. -176с.

89.Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980.-326с.

90.Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. -Л.: Машиностроение, 1979. -344с.

91.Преображенский П.А. Транспортирование порошкообразных и мелкозернистых материалов гибким шнеком: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.04. / Казань: КХТИ им. С.М.Кирова, 1964. -26с.

92.Проспект фірми "FALKON", Італія.

93.Проспект фірми "RIELA", ФРН.

94.Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. В 3 т. /Под ред. Биргера И.А. и Пановко Я.Г. М., 1968. -Т.1: Машиностроение. -457с.

95.Радик Д.Л. Підвищення надійності роботи завантажувальних пристроїв гвинтових конвеєрів //Тези доповіді науково-технічної конференції. -Тернопіль: ТП, 1992. -С.32.

96.Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. - М.: Мир, 1986. -Т.І. -349с., Т.ІІ. -320с.

97.Расчеты экономической эффективности новой техники. Справочник /Под ред. К.М.Великанова. -Л.: Машиностроение, 1990. -488с.

98.Рибак Т.І. Підвищення надійності машин для хімічного захисту у рослинництві. - К.: Урожай, 1986. -104с.

99.Рогатинський Р.М. Дослідження напружено-деформівного стану гвинтових робочих органів. //Збірник наукових праць Національного аграрного

університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". -Том 1. -Київ: Видавництво НАУ. -1997. -С. 34-39.

100.Рогатинський Р.М. Дослідження процесів транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвеєрами. //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". -Том 1. -Київ: Видавництво НАУ. -1997. -С. 69-73.

101.Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва: Дис...докт. техн. наук: 05.20.04. -К.,1997. -425с.

102.Рогатинський Р.М. Теоретичне обґрунтування процесів транспортування сільськогосподарських матеріалів шнековими механізмами. //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". -Том 1. -Київ: Видавництво НАУ. -1997. -С. 19-21.

103.Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т.2. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1984. -560с.

104.Синицин В.А. Уравнение движения твёрдого тела, опирающегося на плоскость с сухим трением //Анал. и числ. методы исслед. мех. систем. -М., 1989. -С. 31-35.

105.Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. -М.: Машиностроение, 1968. -504с.

106.Справочник по пластическим массам /Под. ред. Гарбара М.И., Акутина М.С., Егорова Н.М. -М.: Химия, 1967. -462с.

107.Справочник по сопротивлению материалов /Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. - 2-е изд. - Киев: Наукова думка, 1988. -736с.

108.Сухарев А.Г., Тимохов А.В., Фёдоров В.В. Курс методов оптимизации. - М.: Наука, 1986. -235с.

109.Тензометрия в машиностроении. Справочное пособие. /Под. ред. к.т.н. Р.А.Макарова. М.: Машиностроение, 1975. -288с.

110.Теория, конструкция и расчет сельхозмашин /Е.С.Босой, О.В.Верняев,

И.И.Смирнов, Е.Г.Султан-Шах. -М.: Машиностроение, 1978. -568с.

111.Тимошенко С.П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек. -М.: Наука, 1971. -808с.

112.Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле /Пер. с англ. Л.Г.Корнейчука; Под ред. Э.И.Григолюка. -М.: Машиностроение, 1985. - 472с.

113.Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навч. посібник. -К.: НМК ВО 1992. -320с.

114.Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. -К.: Изд-во УСХА, 1992. -240с.

115.Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. -М.: Машиностроение, 1977. -478с.

116.Чернега В.И., Мазуренко И.Я. Краткий справочник по грузоподъемным машинам. -К.: Техника, 1981. -360с.

117.Штремель Т.Х. Грузоподъемные машины. -М.: Высш. школа, 1980. -304с.

118.Янчин С.К., Обертышев А.И. Коэффициент заполнения винтовых транспортёров //Механизация и электрофикация сельского хозяйства. -1970. -№3. - С.40-41.

119.United States Patent 4,364,831. CHIP CONVEYOR. Filed: Dec. 15.1980. Date of publication of application: 21.12.83.

120.United States Patent 4,356,910. EXTENDABLE AUCER. Filed: Jbn. 28.1980. Date of publication of application: Nov.2.1982.

121.Deutsches Patentamt. DE 3242754 A1. SchneckenforderAnmeldetag: 18.11.82. Offentegungstag 24.5.84.

122.European Patent O 096 673 A2. Device for the transfer of material between a substantialli horizontal and substantialli vertical borew conveyor. Date of filing: 03.06.83. Date of publication of application 21.12.83.

123.Deutsches Patentamt. DE 3021115 A1. B 65 G 33/16. Fordereinrichtung, insbesondere fur trockene Forderguter. Anmeldetag: 4.6.80. Offentegungstag 12.12.81.

124.Deutsches Patentamt. DE 30 18 929 A1. Biigsne Schnecke fur Scneckenforderer. Anmeldetag: 17.10.79. Offentegungstag 26.11.81.

125.Europaische Patentanm e ldung. O 187 889 A1. Schneckenfurdervorrichtung. Anmeldetag: 16.4.85. Offentegungstag: 23.07.86.