

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

(повна назва факультету)

кафедра комп'ютерно-інтегрованих технологій

(повна назва кафедри)

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: «Розробка та дослідження засобів автоматизації з гвинтовими пристроями»

Виконав(ла): студент(ка) II курсу, групи КТд-2  
спеціальності 151 «Автоматизація

та комп'ютерно-інтегровані технології»

(шифр і назва спеціальності)

Капаціла Ю.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Микитишин А.Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Козбур І.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Микитишин А.Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Мацюк О.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)





## РЕФЕРАТ

кваліфікаційної роботи на тему:

«Розробка та дослідження засобів автоматизації з гвинтовими пристроями»

студента групи КТд-2 Капаціли Ю.Б.

Розрахунково-пояснювальна записка: 72 аркуші формату А4, 26 рисунків, 7 таблиць, 90 формул, 18 літературних джерел, графічна частина – 6 аркушів формату А1

Мета роботи: покращення техніко-економічних показників трудомістких виробничих процесів шляхом концентрації технологічних операцій за рахунок застосування механізмів з гвинтовими пристроями.

Для досягнення поставленої мети вирішено завдання:

- вивчено сучасний стан питання, виконано літературний огляд за темою роботи, сформульовано висновки та основні завдання;
- досліджено основні характеристики технологічних процесів транспортування;
- розроблена математична модель напружено-деформівного стану гнучкої спіралі змінного робочого органа та методика його дослідження;
- розроблені і обґрунтованні загальні принципи автоматизації проектування гвинтових конвеєрів,
- розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Методи виконання роботи: економіко-статистичний, графічний, порівняльний, математичного моделювання; теоретико-емпіричний.

Ключові слова: ТЕХНОЛОГІЯ, АВІТОМАТИЗАЦІЯ, ШНЕК, НАВАНТАЖЕННЯ, ПРОГРАМА

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	6
<b>1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА</b> .....	7
1.2 Аналіз робіт в сфері дослідження і розробки засобів автоматизації з гвинтовими пристроями .....	8
1.3 Висновки і постановка задач на кваліфікаційну роботу .....	11
<b>2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА</b> .....	13
2.1 Визначення силових і кінематичних параметрів гнучких гвинтових конвеєрів .....	13
2.2. Дослідження напружено-деформівного стану спіралей шнеків .....	21
<b>3 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА</b> .....	30
3.1 Дослідження технологічного процесу транспортування матеріалів гнучким гвинтовим конвеєром.....	30
<b>4 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА</b> .....	36
4.1 Дослідження параметрів математичної моделі напружено-деформованого стану спіралі гвинтового конвеєра .....	36
4.2 Експериментальне оцінювання прогину витків шнека при місцевому навантаженні.....	50
<b>5 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА</b> .....	56
5.1 Розроблення загальних принципів автоматизованого проектування гвинтових конвеєрів.....	56
<b>6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ</b> ... 59	
6.1.1 Забезпечення умов безпеки праці шляхом механізації і автоматизації технологічних процесів та обладнання.....	59
6.1.2 Основні поняття в галузі охорони праці.....	62
<b>6.2 БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ</b> .....	66
6.2.1 Декларування промислової безпеки та ліцензування діяльності об'єктів .	66
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ЩОДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ</b> .....	70
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ</b> .....	71

## ВСТУП

Одним з шляхів вдосконалення організації виробництва є зменшення допоміжного і підготовчо-заключного часу, якого можна досягти, зокрема, шляхом підвищення рівня автоматизації всіх етапів виробничого циклу.

Підвищення рівня автоматизації досягається шляхом використання технічних засобів автоматизації, які повинні відповідати низці вимог, зокрема висока продуктивність, простота експлуатації та обслуговування, надійність, мінімальні витрати на допоміжне устаткування і т.д.

Цим та іншим вимогам значною мірою відповідають механізми з гвинтовими конструкціями, зокрема гвинтові конвеєри. Те, що Архімед створив багато століть тому, досі залишається одним з найбільш універсальних засобів забезпечення передачі матеріалів. Не дивлячись на відносну простоту конструкції, шнековий конвеєр водночас є і досить складною системою, яка складається з циліндричного чи U-подібного корпусу, в якому обертовий рух гвинта створює спрямовану силу, яка і переміщує вантаж.

Наявність складних обертових і поступальних рухів, можливість транспортування не лише по прямій, але з різними радіусами і під різними кутами, вимагають додатково дослідницько-пошукових робіт, які дозволять покращити цілий ряд показників механізмів з гвинтовими пристроями, вдосконалити технологію їх виготовлення і розширити сферу застосування.

# 1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

## 1.1 Сучасний стан розвитку засобів автоматизації з гвинтовими пристроями

Сучасний стан розвитку промисловості потребує постійного розширення номенклатури машин, підвищення їх продуктивності, надійності, конкурентоспроможності, енергоефективності, рівня механізації та автоматизації. Розв'язання цих задач потребує детального дослідження технологічних процесів оброблення, складання, переробки, транспортування тощо.

Як відомо, технологічні процеси промислового виробництва характеризуються значною трудомісткістю, і, в деяких випадках, низькою ефективністю, що пояснюється, зокрема, значною часткою ручної праці. Тому завдання розроблення та впровадження високоефективних засобів механізації та автоматизації на всіх стадіях виробничого процесу завжди була і залишається актуальним.

Частково вирішити задачу підвищення рівня механізації та автоматизації різних етапів виробничого процесу можна шляхом дослідження, розроблення та впровадження механізмів з гвинтовими пристроями.

Отже, можна визначити такі основні напрямки розвитку механізмів з гвинтовими пристроями:

- розробка і дослідження багатифункціональних гвинтових конструкцій;
- розробка конструкцій підвищеної продуктивності, точності, надійності, довговічності та енергоефективності;
- створення принципово нових конструкцій;
- розробка заходів з забезпечення безпечних та комфортних умов праці, використання безлюдних технологій;
- оптимізація гвинтових конструкцій та їх приводів;
- використання інноваційних методів досліджень, сучасного устаткування і методик в практиці проведення експериментів.

## **1.2 Аналіз робіт в сфері дослідження і розробки засобів автоматизації з гвинтовими пристроями**

Механізми з гвинтовими пристроями широко використовуються в промисловості для подачі багатьох видів вантажів через простоту їх будови, можливість дозування, безпечні умови експлуатації та гнучкість конструкції та широке застосування.

Однак на сьогоднішній день, конструкції цього типу обладнання все ще не достатньо повно вивчені через загальний дефіцит теоретичного аналізу та експериментальних даних, представлених в літературі.

Шнекові механізми використовуються для різних потреб людства дуже давно. Перші згадки про гвинтові пристрої датуються 287-212 р. до н.е., проте ще 200 років тому гвинти не використовувалися широко в промислових цілях. Перший млин, побудований Евансом у 1785 році, використовував гвинти з спіралью сформованого листового металу. З тих пір ця технологія механізації відповідає вимогам транспортування та обробки матеріалів.

Шнекові конвеєри марші спочатку були секційними з плоских аркушів і вирізаним отвором в центрі, які потім розрізали з одного боку і розтягнуті, щоб утворити частину гвинта. Ці частини потім з'єднували клепанням чи зварюванням, щоб отримати безперервну спіраль потрібної довжини.

Наступним важливим кроком в технологічному прогресі був шнековий конвеєр, запатентований 29 березня 1898 р. Френком К. Колдуеллом. Це був безперервний гвинт, утворений прокатуванням безперервної смуги сталі в спіраль.

Так як гвинтовий конвеєр увійшов у загальне користування трохи більше століття тому для переміщення різних матеріалів того часу, він став займати вагоме місце в загальному обсязі оброблення та транспортування матеріалів.

Дослідженню гвинтових пристроїв для конкретних застосувань присвячені праці багатьох інженерів та науковців. Кожен дослідник підійшов до програми досліджень по-іншому і так само по-різному представив свої результати.

Протягом 50-60 років минулого століття Rehkugler G. E. провів



дослідження продуктивності шнекового конвеєра та процес транспортування.

Декілька дослідників показали, що збільшення довжини відкритого шнека збільшувала продуктивність шнекового конвеєра. O'Callaghan J. R., Fallon, T. досліджували вплив довжини шнека на продуктивність шнекових конвеєрів, що працюють з різною швидкістю.

Одним з напрямів досліджень був аналіз руху окремої частинки матеріалу в контакт з поверхнею гвинта та жолобом конвеєра. Гутьяр Е.М., Lin С., Ephremidis С. [25] розробили подібні вирази для критичної швидкості шнекових конвеєрів. Зазвичай цими виразами нехтують вплив умов забору на продуктивність конвеєра, хоча Vierling A., Sinha, G. L. розглядали ступінь заповнення простору між витками на основі профілю матеріалу на гвинтовій поверхні.

Робертс А.В. і Росс І.Й. також розглядали взаємодію частинок у гвинтовому конвеєрі. Нільссон І.Г. досліджував тиск на елементи гвинта в осьовій площині. Peart R. M., McKenzie, V. A., Herum, F.L. та ін. розробили рекомендації щодо розмірів шнеків і процедури перевірки продуктивності для шнекових конвеєрів. Вони описали ці рекомендації як функціональні стандарти, які дозволяють набагато більш обізнано пристосовувати обладнання до виконання бажаних функцій.

Значний внесок у формування наукових основ розроблення та дослідження технологічних процесів, в яких виконуються шнекові механізми зробили вчені П.М. Василенко, Б.М. Гевко, А.М. Григор'єв, Е.М. Гутьяр, Л.М. Куцин, А.А. Омельченко, В.Д. Ткач, Н.К. Штуков, Л.В. Погорелий та інші.

Питанням визначення конструктивних параметрів гвинтових конвеєрів і режимів їх роботи в залежності від характеристик технологічного середовища присвячені також роботи Г.А. Хайліса, Р.Л. Зенкова, К.В. Алферова, А.А. Вайнсона, Ю.А. Пертена, Р.М. Рогатинського та інших.

В нашій країні, а також у світовій практиці, все більшого застосування набувають гнучкі гвинтові конвеєри. Такий конвеєр був розроблений Г. Плюстом та Ф. Аренсом, які у 1928 році запатентували гнучкий гвинтовий конвеєр для транспортування будівельних розчинів. В наступні роки над

розробленням нових та вдосконаленням існуючих конструкцій ГГК працювали А.М. Григор'єв, П.А. Преображенський, Х. Герман, Б.М. Гевко, А.Г. Цимбал, А.К. Сарапулов, М.І. Пилипець.

При проектуванні гвинтових механізмів обов'язково враховується технологія виготовлення спіралей шнеків. Ці питання розглянуті в роботах Г.М. Павлова, А.Б. Журавльова, Б.М. Гевка, В.А. Єгорова, Д.Я. Шифріна, А.В. Церна, В.Є., Р.М.Рогатинського.

Класифікація і оптимізація гвинтових механізмів приведена в роботах Б.М. Гевко, А.А. Омельченка, А.М. Григор'єва, І.Е. Груздєва, В.І. Янкова.

Гвинтові конструкції широко використовуються в обладнанні і машинах для переробки. Проблеми розробки та дослідження таких машин та механізмів присвячені праці вчених Ц.Р. Зайчика, Г.А. Ждановича, В.Д. Ємельянова, Л.Л. Гельгара, Е.П. Шольца, В.Ф. Пономарьова, М.П. Яковлева, Н.Ф. Харитонова, М.К. Алексиненко, Г.Е. Кантура, М.М. Пушкарьова, В.І. Нилова та багатьох інших дослідників.

Гвинтові механізми широко використовуються в процесах змішування різних матеріалів. Дослідженням цього питання займалися багато вчених, зокрема А. Віденбаум, М. Данквертс, Д. Лейсі, А.М. Ластовцев, Г. Шенк, В. Штербаченко, Г.Г. Кошелєв. Роботи цих вчених базуються на методах математичної статистики і покликані забезпечити, в першу чергу, якість суміші. Розгляду процесів змішування у гвинтових каналах шнеків присвячені праці вчених Р.В. Торнера, М.В. Тебіна, Р. Мора, Г. Шенкеля, Д. Мак-Келві. Ними отримані залежності основних показників, зокрема крутного моменту від швидкості обертання, температури нагріву та реологічних властивостей технологічного матеріалу.

Питаннями підвищення надійності, продуктивності і вибору конструктивних параметрів екструдерів присвятили свої праці вчені Г. Шенкель, В.А. Силін, У. Філяр, М. Дернелл та ін.

Класифікація гвинтових механізмів і оптимізація їх робочих органів приведені в роботах Б.М. Гевко, А.А. Омельченка, А.М. Григор'єва, Р.М. Рогатинського, І.Е. Груздєва, В.І. Янкова.

Основні методи побудови оптимізаційних моделей механізмів з гвинтовими пристроями базуються на роботах Г. Реклейтиса, Д. Філіпса, Э. Хога, Я. Арона, І.В. Бойко та інших вчених. Питання синтезу гвинтових механізмів розглядались в роботах Ю.М. Кузнецова, В.І. Петрова, А.П. Соколовського, С.Г. Нагорняка.

Питання підвищення надійності машин та моделювання впливу зовнішніх факторів на їх розрахунок розглянуті в роботах Л.В. Погорєлого, А.Б. Лурьє, Ю.І. Єрмольєва. Вдосконаленням приводів машин займалися Іванов В.А., Нагорняк С.Г., Ачеркан Н.С. та інші. Гвинтові робочі органи знайшли своє застосування і в інших галузях техніки. Так ще в 1944 році в Німеччині було видано патент на подаючу цангу, основним елементом якого є циліндричний пружний елемент. Надалі розробка подібних конструкцій знайшла відображення в роботах М.П. Докуніна, В.І. Дементьєва та інших вчених.

Результати виконаного аналізу дозволяють припустити, що питання виробництва та практичного застосування механізмів з гвинтовими пристроями досліджені та вивчені достатньо повно, проте розширення сфери застосування в умовах розвитку промислового виробництва вимагають нових досліджень в галузі конструювання та технології виготовлення механізмів з гвинтовими пристроями.

### **1.3 Висновки і постановка задач на кваліфікаційну роботу**

У відповідності з результатами проведеного аналізу робіт і з урахуванням вивчення проблемних ситуацій, які існують в даній галузі, основні задачі роботи можна сформулювати таким чином:

- дослідження характеру і величини зміни силових і геометричних параметрів спіралей шнеків при їх осьовому навантаженні;
- розроблення загальних принципів проектування гвинтових механізмів та їх приводів з використанням ЕОМ;
- розроблення програмного забезпечення для реалізації інженерної

методики проектування гвинтових конструкцій з допомогою ЕОМ;

- розроблення принципово нових гвинтових конструкцій, які б дозволили механізувати технологічні процеси;

- проведення пошуково-конструкторських робіт, пов'язаних з розширенням сфери використання гвинтових конструкцій.

## 2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

### 2.1 Визначення силових і кінематичних параметрів гнучких гвинтових конвеєрів

Використання гнучкого гвинтового конвеєра (ГГК) дає можливість механізувати один із таких трудомістких процесів виробництва як завантаження-розвантаження різного роду вантажів. Основними перевагами ГГК є можливість роботи з вантажами різного роду по різних трасах транспортування, здатність до швидкої зміни траси, зручність в обслуговуванні та монтажі. Проте, складні умови роботи ставлять додаткові вимоги до міцності робочого органа і надійності конструкції конвеєра в цілому і, як наслідок, вимагають проведення додаткових дослідницько-пошукових робіт.

Конструкції гвинтових транспортерів повинні забезпечувати транспортування вантажу при будь-якому розміщенні шнека. Цим вимогам у найбільшій мірі відповідають швидкохідні транспортери з частотою обертання привідного вала-спіралі 22-50 рад/с.

Виділимо елемент потоку вантажу  $dV$ , розташованого на відрізку гнучкого шнека  $dL$  і приймемо припущення, що швидкість обертання спіралі достатня для надання всьому об'єму гвинтового руху, а об'єм умовно замінимо квазітвердим тілом із центром ваги, відстань до осі якого рівна радіусу інерції  $\rho_i$ . Введемо позначення:  $D_{ж}$  – внутрішній діаметр жолоба;  $S$  – зазор;  $D$  – зовнішній діаметр гвинта з кроком  $P$ .

У цьому випадку на тіло діють вага, сили інерції і реакції поверхні спіралі і жолоба, сили тертя, а також момент від складових сил тертя. Напрямок сил тертя визначається вектором відносних швидкостей по радіусах до відповідних поверхонь. Максимальна осьова швидкість реалізується на горизонтальній ділянці гнучкого шнека, а мінімальна – на вертикальній.

Кут підйому витка по радіусу визначають за формулою:

$$\alpha = \arctg(P / 2\pi\rho_i). \quad (2.1)$$

Середній крок траєкторії і осьова швидкість потоку для горизонтальної ділянки:

$$P = (2\pi r(2\pi r_i - \mu_1 P)) / (k_r (P + 2\pi \mu_1 r_i)); \quad (2.2)$$

$$v_{oc.zop.} = k_v r_i w \sin \alpha (\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha). \quad (2.3)$$

Коефіцієнт  $k_v$  за даними можна прийняти рівним одиниці.

Для нахиленого сегмента конвеєра крок  $P$  можна визначити із залежності для визначення коефіцієнта  $v$  [12]:

$$\text{так як } v = \frac{P' (P + P'_{zop})}{P'_{zop} (P + P')}, \text{ то } v P'_{zop} (P + P') = P' (P + P'_{zop}).$$

$$\text{Звідси } P'_{zop} v P + P'_{zop} P' = P' (P + P'_{zop}), \quad (2.4)$$

$$\text{а отже } P' = \frac{P'_{zop} v P}{P + P'_{zop} - P'_{zop} v}. \quad (2.5)$$

При розташуванні поздовжньої осі ГГК, в положенні, відмінному від горизонтального, крок спіралі коригують відповідно до значення  $P'$ .

Однією з важливих характеристик роботи гнучких спіралей є відношення осьової швидкості  $v_{oc}$  до осьової швидкості  $v_{oc.zop.}$ .

При цьому  $0 \leq v \leq 1$ :

$$n = v_{oc} / v_{oc.zop.} \quad (2.6)$$

Зрозуміло, що  $v \rightarrow 0$  при підйомі ГГК до  $90^\circ$ . При такому розташуванні ГГК критичну кутову швидкість визначають для кута нахилу осі стрічки  $\gamma < 70^\circ$ :

$$\omega_{kp} = \sqrt{\frac{g(P + 2\mu_1 \pi r_i)}{\mu_2 r_i (2\pi r_i - \mu_1 P)}}. \quad (2.7)$$

Для ділянок з  $\gamma > 70^\circ$  це значення ще менше:

$$\omega_{kp1} \approx \omega_{kp} \sqrt{\sin \gamma}. \quad (2.8)$$

Також потрібно мати на увазі, що для забезпечення стійкості шнека повинна виконуватися умова  $v < 0,7$ .

Об'ємний розхід вантажу:

$$\varphi = DV / DV_o, \quad (2.9)$$

де  $DV_o$  – об'єм вільного простору гнучкого транспортера,

$$Q = 0,5\pi\psi\varphi DV_{oc}, \quad (2.10)$$

$\psi$  – коефіцієнт, який враховує кількість вантажу, який захоплюється потоком.

Якщо весь об'єм вантажу рухається по гвинтовій траєкторії, то його можна визначити за залежністю:

$$\Delta V = 2\pi\rho_i F_{oc}, \quad (2.11)$$

де  $F_{oc}$  – середня площа осьового перерізу потоку.

Середнє значення радіуса інерції потоку:

$$\rho_i = 0,25D(1 + \sqrt{1 - \varphi}). \quad (2.12)$$

В більшості випадків забірна частина ГГК розташовується в горизонтальній площині. Тоді коефіцієнт заповнення:

$$\varphi = \frac{\varphi_0}{v}, \quad (2.13)$$

де  $\varphi_0$  – коефіцієнт заповнення, який формується в завантажувальному отворі.

Максимальний коефіцієнт заповнення:

$$\varphi_{\max} = \varphi_0 / v. \quad (2.14)$$

Максимальний коефіцієнт заповнення припадає на вертикальний сегмент траєкторії:

$$\varphi_{\max} = \varphi_0 / v_{\min}. \quad (2.15)$$

Для ГГК, вісь якого розташована горизонтально, об'ємний розхід можна визначити за залежністю:

$$Q = \psi\varphi_0(1 + \sqrt{1 - \varphi}) \sin \alpha_r (\cos \alpha_r - \mu_1 \sin \alpha_r) \pi D^3 W / 16, \quad (2.16)$$

де коефіцієнт  $\psi$  знаходять за емпіричною залежністю:

$$\psi = 4k_1 B(D_{\text{жс}} - B - 2Z)D_{\text{жс}}^2; \quad (2.17)$$

де  $k_1 = 1$ ;

$Z$  – зазор між спіраллю і внутрішньою поверхнею жолоба:

$$z = 0,5(D_{\text{жс}} - D). \quad (2.18)$$

Продуктивність гнучкого шнекового конвеєра визначають в залежності від об'ємного розходу матеріалу:

$$Q_G = \gamma_G Q, \quad (2.19)$$

де  $\gamma_G$  – питома вага технологічного матеріалу, що транспортується.

Враховуючи, що конвеєр захоплює не весь об'єм матеріалу, а лише його певну частину, його масу можна представити як:

$$dm = (\gamma_Q / V_{oc}) dl. \quad (2.20)$$

Робота  $A$  з переміщення матеріалу підсумовується з кількох складових:

$$A = A_1 + A_2 + A_3, \quad (2.21)$$

де  $A_1$  – робота з піднімання;

$A_2$  – робота сил тертя матеріалу по поверхні гвинта;

$A_3$  – робота сил тертя по поверхні кожуха.

Для деякого відрізка часу  $\Delta t$  маємо:

$$\begin{aligned} dA_1 &= \Delta t \gamma Q \sin \gamma dl, \\ dA_2 &= \Delta t \mu_1 S_1 dN_1, \\ dA_3 &= \Delta t \mu_2 S_2 dN_2, \end{aligned} \quad (2.22)$$

де у випадку швидкохідних ГГК з урахуванням (2.20) середнє значення  $dN_i$  по довжині конвеєра:

$$\begin{aligned} dN_1 &= \frac{g \gamma Q}{V_{oc} (\cos \alpha - \sin \alpha_c)} \cdot \frac{\mu_2 \sin \beta}{g + \sin \gamma} dl, \\ dN_2 &= \frac{\gamma \rho_i \omega^2 Q}{V_{oc}} dl, \end{aligned} \quad (2.23)$$

де  $\beta$  – кут нахилу траєкторії руху частинки;

$$\sin \beta = \frac{T'}{\sqrt{(T')^2 + \pi^2 D_{\text{жс}}^2}}. \quad (2.24)$$

На довжині  $dl$  гвинта радіусом  $r_i$  від прикладення сил  $dN_1$  і  $dN_2$  виникають:

$$\begin{aligned} \text{осьова сила } dF_z &= (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) dN_1, \\ \text{момент } dT_z &= \rho_i (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) dN_1. \end{aligned} \quad (2.25)$$



Повне значення осьової сили можна визначити як суму окремих впливів навантаження по всій довжині траси, а також за залежністю:

$$F_z = \gamma Q \int_0^L \left[ (g \sin \gamma + \mu_2 \rho_i \omega_a^2 \sin \beta) / V_{oc} \right] dl, \quad (2.26)$$

$$T_z = \rho_i \gamma Q \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha} \cdot \int_0^L \frac{g \sin \gamma + \mu_2 \rho_i \omega_a^2 \sin \beta}{V_{oc}} dl. \quad (2.27)$$

Кутову  $\omega_a$  і осьову швидкість  $v_{oc}$  знаходять за аналогією з рухом точки.

Для того, щоб врахувати специфічні особливості руху і пов'язані з ними енергозатрати, в загальну схему розрахунку вводять коефіцієнти, які враховують затрати на деформування та перемішування матеріалу, похибку виготовлення шнека, кривизну траєкторії та інші:

$$T_{Z_{сум}} = k_n k_{виг} k_{mp} T_z, \quad (2.28)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт, який враховує затрати на подрібнення та перемішування матеріалу, що транспортується;

$k_{виг}$  – коефіцієнт неточності виготовлення;

$k_{mp}$  – коефіцієнт динамічності, який враховує згин траси по довжині, її деформацію і тертя демпфування.

Наведена методика розрахунку дозволяє з достатньою точністю визначити експлуатаційні характеристики ГГК, врахувавши при цьому геометрію робочого органу, його положення в просторі, частоту обертання, потужність і властивості вантажу, який транспортується.

Основний робочий орган ГГК – гнучкий шнек, зазнає навантажень, які викликані прикладенням в зоні зацімлення на привідному валу зростаючого крутного моменту  $T_z(I)$ , осьової сили  $F_z(I)$  і згину.

В свою чергу, з боку вантажу на спіраль діють сили (рис. 2.1):

$$\begin{aligned} T_z &= T; \\ T_x &= T_r; \\ T_p &= F_z D / 2. \end{aligned} \quad (2.29)$$

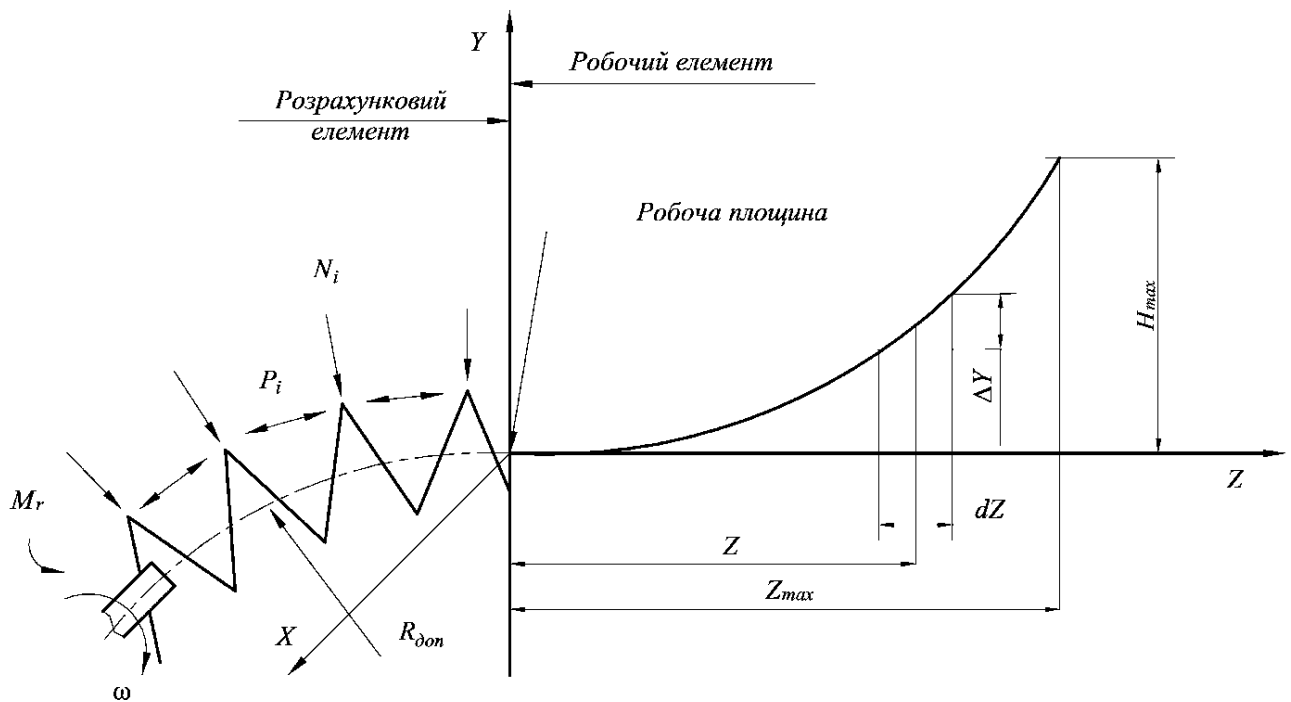


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема ГТК

З урахуванням положення спіралі під кутом  $\theta$  ці сили можна розкласти за векторами:

$$\begin{aligned} T_z^i &= T_z (-\cos \alpha_c^i b^i - \cos \alpha_c^i t^i); \\ T_p^i &= 0,5 F_z D (-\sin \alpha_c^i b^i - \cos \alpha_c^i t^i); \\ T_r^i &= T_r \cos \theta \cos \alpha_c^i t^i - \sin \theta \sin \alpha_c^i b^i; \end{aligned} \quad (2.30)$$

де  $D$  – діаметр гвинтової лінії, яка є геометричним місцем точок центрів ваги поперечних перерізів спіралі;

$\alpha_c$  – кут підйому гвинтової лінії центра ваги.

Загальна схема навантаження робочого елемента наведена на рис. 2.2.

Таким чином, переріз піддається впливу навантажень згину від моментів  $T_b$ ,  $T_n$  і крутного моменту  $T_r$ :

$$T_b = -T_z \cos \alpha_c - 0,5 P D \sin \alpha_c + \varepsilon \sin^2 \alpha_c - T_r \sin \theta \sin \alpha_c. \quad (2.31)$$

Також на шнек має вплив зусилля від відцентрової сили і сили ваги.

Позначимо зміщення через  $\varepsilon$ , тоді (2.30) після певних перетворень можна

записати як:

$$\begin{aligned} T_b &= -T_z \cos \alpha_c - \sin \alpha_c (0,5PD - 0,5F\varepsilon \sin^2 \alpha_c + T_r \sin \beta); \\ T_n &= T_z \cos \theta; \\ T_t &= T_z \sin \alpha_c - \cos \alpha_c (0,5PD - 0,5F\varepsilon \sin \alpha_c + T_r \sin \theta). \end{aligned} \quad (2.32)$$

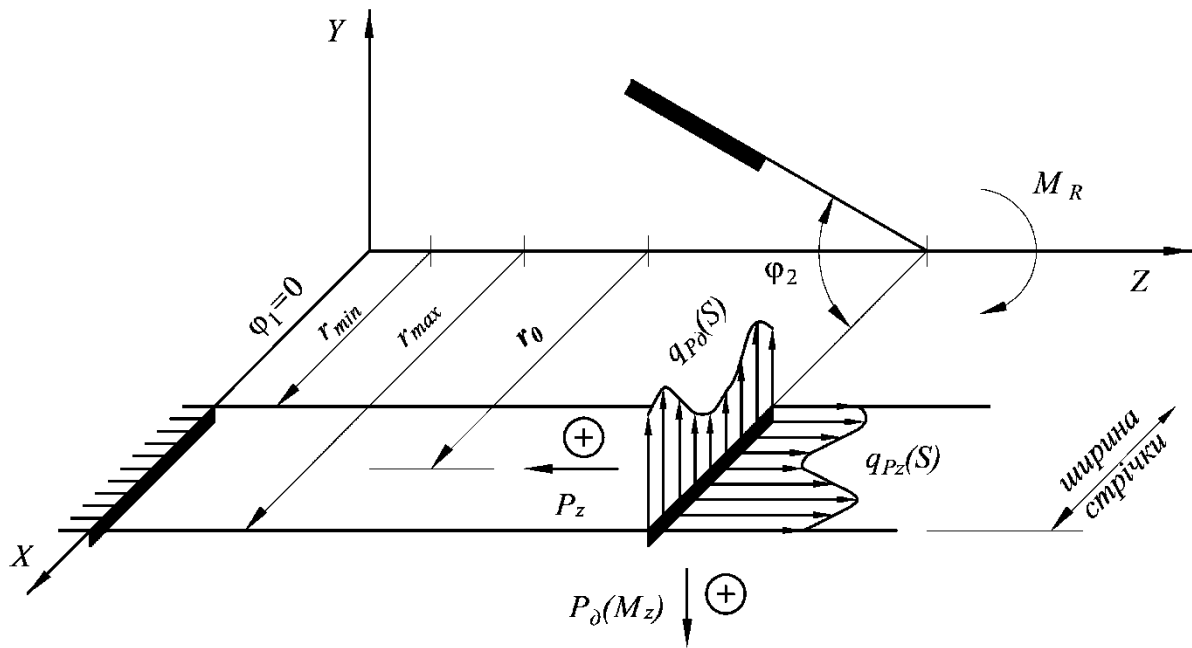


Рисунок 2.2 – Схема навантаження робочого органа

Момент від згину визначають як для циліндричних гвинтових пружин:

$$T_r = \frac{BH^3G \sin \alpha_c}{3R_{oon}}, \quad (2.33)$$

де  $B$  – ширина стрічки;

$H$  – висота стрічки;

$G$  – модуль пружності матеріалу стрічки.

Навантаження доповнюється нормальною

$$N = F_z \sin \alpha_c, \quad (2.34)$$

та перерізаючою силами:

$$Q = F_z \cos \alpha_c. \quad (2.35)$$

Розрахунок геометричних характеристик перерізу для орієнтовних розрахунків можна виконати за формулами роботи [12].

Результати проведених досліджень підтвердили припущення, що навантаження, які сприймаються перерізом, змінюються за несиметричним циклом носять змінний характер. Напруження, які виникають, є наслідком згину траси транспортування і несиметричного впливу вантажу. В швидкохідних ГГК навантаження спіралі можна вважати рівномірним. Тому в розрахунках враховують лише напруження від згину траси.

При розгляді питань взаємозв'язку топології поверхні стрічки з схемою взаємодії зусиль від навантаження, прийнято допущення, що поверхня гвинтової стрічки утворена плоским масивом елементів  $ns$  – кількості за шириною і  $nl$  – кількості за довжиною.

Розробка схеми навантаження в цьому випадку полягає в заданні кількості статичних елементів і елементів робочої площини, де діють  $F_z$  і  $T_z$ .

Зусилля  $F_z$  вважається рівномірно розподіленим за шириною гвинтового полотна. При цьому знак «+» буде відповідати навантаженню, яке співпадає з напрямком  $F_z$ .

Отже, зусилля і момент:

$$F_z = \sum S(qp(s)ds) \quad 0 \leq s \leq R_{\max} - R_{\min}. \quad (2.36)$$

$$T_z = \sum S(qm(s)ds) \quad 0 \leq s \leq R_{\max} - R_{\min}. \quad (2.37)$$

де  $R_{\max}$  і  $R_{\min}$  – відповідно максимальний і мінімальний радіуси шнека.

Зусилля від моменту  $T_r$  апроксимують зусиллям по вісі  $X$  в горизонтальній площині:

$$P_x = T_r / (n_r P), \quad (2.38)$$

де  $n_r$  – кількість витків розрахункового елемента;

$P$  – крок спіралі.

Наведені аналітичні залежності використані як основу моделювання технологічного процесу транспортування вантажу ГГК.

## 2.2. Дослідження напружено-деформівного стану спіралей шнеків

Шнекові конвеєри використовують для транспортування різних матеріалів. Укрупнено їх можна класифікувати як конвеєри для перевантаження сипких матеріалів, одиничні транспортери, накопичувальні і ненакопичувальний конвеєри, стаціонарні та переносні конвеєри для транспортування неупакованих і упакованих матеріалів. В залежності від характеру роботи, виду вантажу, розташування в просторі і довжини траси транспортування, типу приводу, конструкція гвинтового конвеєра піддається різного роду навантаженням. Іноді величина навантаження буває доволі значною і може досягати критичних для конструкції значень. Щоби уникнути аварійних випадків, необхідно ще на стадії проектування вибрати оптимальні геометричні параметри шнека і на цій основі розробити технологію їх виготовлення.

Для моделювання та аналізу напружено-деформівного стану спіралі шнека використовують розрахункову схему (рис. 2.3) з гвинтовою системою координат, в якій осі є геометричним місце трикутника  $Ontb$ , де вісь  $On$  направлена по нормалі до гвинтової лінії,  $Ob$  – по бінормалі, а  $Ot$  – по дотичній.

Зв'язок системи  $Ontb$  із декартовою системою координат можна описати як:

$$\begin{aligned}n &= \rho; \\t &= \varphi \sqrt{\rho^2 + c^2}; \\b &= \frac{(z - c\varphi)\rho}{\rho^2 + c^2}.\end{aligned}\tag{2.39}$$

де  $x = \rho \cos \varphi$ ;  $y = \rho \sin \varphi$ ;  $z = z$ .

В гвинтовій системі координат рівняння гвинтової поверхні:

$$b = 0.\tag{2.40}$$

Рівняння рівноваги в середовищі, де властивості у всіх напрямках однакові при відсутності масових сил:

$$\nabla_1 \sigma^{i1} + \nabla_2 \sigma^{i2} + \nabla_3 \sigma^{i3} + \rho F^i = 0.\tag{2.41}$$

де  $\sigma^{ik}$  – коваріантні похідні компонентів напружень;

$F^l$  – складові вектора зовнішніх сил;

$i = 1, 2, 3$ .

Коваріантні похідні:

$$\nabla_k \sigma^{ij} = \left( \partial \sigma^{ij} / \partial x^k \right) + \sigma^{mj} \Gamma_{mk}^k + \sigma^{in} \Gamma_{mk}^i. \quad (2.42)$$

де  $\Gamma_{mk}^k$  – символи Крістоффеля.

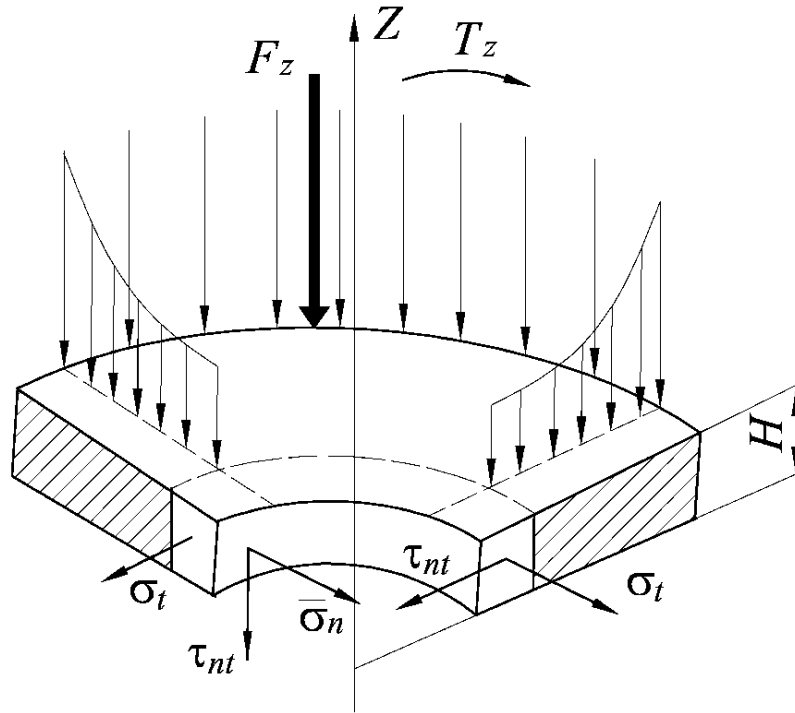


Рисунок 2.3 – Схема навантаження шнека

Якщо в гвинтовій системі координат:

$$x^1 = n; x^2 = t; x^3 = b, \quad (2.43)$$

то рівняння рівноваги для гвинтової системи координат:

$$\begin{cases} \frac{d\sigma_n}{dn} + \frac{d\tau_{nt}}{dt} + \frac{d\tau_{nb}}{db} + k(\sigma_n - \sigma_t) + \chi\tau_{bt} = 0; \\ \frac{d\sigma_t}{dt} + \frac{d\tau_{tn}}{dn} + \frac{d\tau_{tb}}{db} + 2k\tau_{tn} + \chi\tau_{bn} = 0; \\ \frac{d\sigma_b}{db} + \frac{d\tau_{bt}}{dt} + \frac{d\tau_{bn}}{dn} + \frac{1}{n}(nk - c\chi)^2 \tau_{bn} - 2\chi(nk - c\chi)\tau_{bn} = 0. \end{cases} \quad (2.44)$$

де  $s_n, s_t, t_m, t_{bn}$  – відповідно нормальні напруження в радіальному та тангенціальному напрямках і дотичні напруження на фрагменті стрічки;

$k$  – кривизна гвинтової лінії радіусом  $n = \rho$ ;

$\chi$  – кручення гвинтової лінії.

Згідно умов навантаження з боку матеріалу на гвинт діє навантаження питомою густиною  $q=q(n,t)=q(\rho,\varphi)$ , вектор напрямку якого перпендикулярний площині спіралі, тобто співпадає з бінормаллю  $Ob$ .

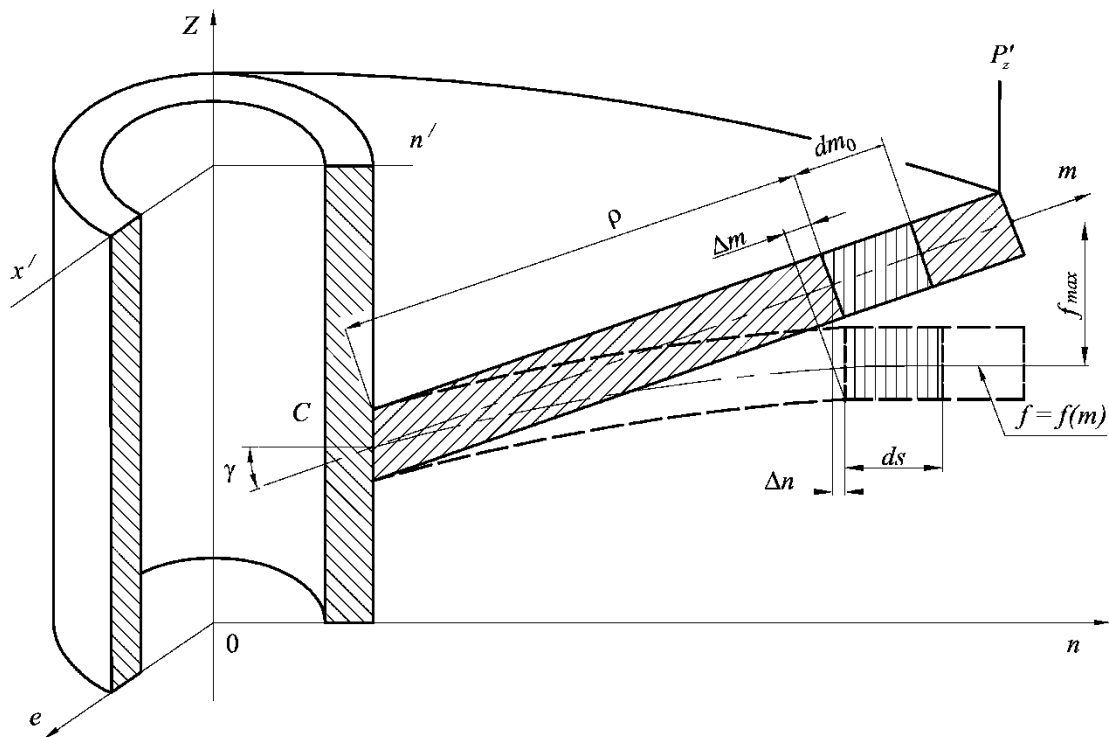


Рисунок 2.4 – Схема для виведення рівняння сумісності деформацій

При рівномірному навантаженні:

$$\begin{aligned} \frac{\partial q}{\partial n} &> 0; \\ \frac{\partial q}{\partial t} &= \frac{\partial q}{\partial \varphi} = 0. \end{aligned} \quad (2.45)$$

В цьому випадку на частину гвинта величиною  $d\varphi$  прикладається навантаження

$$dQ = d\varphi \int_r^R \rho q(\rho, \varphi) d\rho. \quad (2.46)$$

Одночасно  $q$  будуть діяти контактні дотичні напруження від тертя матеріалу до поверхні спіралі  $\tau_t = \mu q(\varphi, \rho)$ , рівнодійна від яких :

$$dF = M d\varphi \int_r^R \rho q(\rho, \varphi) d\rho. \quad (2.47)$$

Рівнодійна  $dQ$  буде прикладена на певній віддалі  $\rho_Q$  від спіралі, що визначається із епюри розподілу контактної тиску. Зусилля  $dQ$  та  $dF$  розкладаються відповідно на складові по осях  $Oz$  і  $O\phi$  таким чином, що створюють осьове зусилля  $F_z$  та момент транспортування  $T_z$ .

$$\begin{aligned} dF_z &= (\cos \alpha_c - m \sin \alpha_c) dQ, \\ dT_z &= r_c (\sin \alpha_c + m \cos \alpha_c) dQ. \end{aligned} \quad (2.48)$$

де  $\rho_c$  – радіус прикладення рівнодійної  $dQ$ ;

$\alpha_c$  – кут підйому витка на радіусі  $\rho_c$ ;  $\operatorname{tg} \alpha_c = P / (2\pi\rho_c)$ .

Як показують дослідження, для сипких матеріалів основні зсувні напруження у вантажі прилягають до жолоба і радіус  $\rho_c$ , близький до зовнішнього радіуса спіралі  $R$ .

$$\rho_c = (0,90 \dots 0,98)R. \quad (2.49)$$

Експериментально розподіл  $dF_z$  та  $dT_z$  і відповідно  $dQ$  визначають за сумарним осьовим зусиллям і крутним моментом:

$$P_z = \int_0^{2\pi L/T} dP_z, \quad T_z = \int_0^{2\pi L/T} dP_z. \quad (2.50)$$

де  $L$  – довжина гвинтового конвеєра.

Для випадку рівномірного навантаження:

$$\partial \sigma_n / \partial t = \partial \sigma_g / \partial t = \partial \sigma_t / \partial t = \partial \tau_{nt} / \partial t = \partial q / \partial t = 0.$$

Крім цього, із умови рівноваги виділеного елемента  $dV$  відносно осі  $On$  і рівності прикладених моментів,  $\tau_{bt} = 0$ .

Тоді система (2.44) набуде вигляду:

$$\begin{cases} \partial \sigma_n / \partial n + \partial \tau_{nb} / \partial b + k(\sigma_n - \sigma_t) = 0, \\ \partial \tau_{nt} / \partial n + \partial \tau_{nb} / \partial b + 2k\tau_{nt} + c\tau_{bn} = 0, \\ \partial \tau_t / \partial n + \partial s_b / \partial b + (nk - c\chi)^2 \tau_{bn} / n - 2\chi(nk - c\chi)\tau_{nt} = 0. \end{cases} \quad (2.51)$$

Для визначення середніх  $\bar{\sigma}_{ij}$  по товщині спіралі напружень просумуємо по товщині  $H$  кожне із рівнянь з елементами  $\sigma_{ij}$ .

$$\bar{\sigma}_{ij} = \frac{1}{H} \int_0^H \sigma_{ij} dl. \quad (2.52)$$



$\bar{\sigma}_n$  пов'язані з законом розподілу  $\sigma_{ij}$  залежностями:

$$\sigma_n = \bar{\sigma}_n + (\partial\sigma_n / \partial b)b; \sigma_t = \bar{\sigma}_t \quad (2.53)$$

де  $\partial s_n / \partial b = const.$

Рівняння рівноваги в середніх значеннях  $\bar{\sigma}_{ij}$ , коли лінія перерізу витка перпендикулярно до вісі гвинта:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\sigma}_n}{\partial n} + k(\bar{\sigma}_n - \bar{\sigma}_t) &= 0, \\ \frac{\partial \bar{\tau}_m}{\partial n} + 2k\bar{\tau}_m &= 0, \\ \frac{\partial \bar{\tau}_{bn}}{\partial n} + \frac{1}{n}(nk - c\chi)^2 \tau_{bn} - 2\chi(nk - c\chi)\tau_m &= 0. \end{aligned} \quad (2.54)$$

Із аналізу рівнянь рівноваги випливає висновок, що середні напруження  $\bar{\sigma}_n$ ,  $\bar{\sigma}_t$  не залежать від дотичних напружень  $\bar{\tau}_{bn}$  і їх можна визначити з незалежного розв'язку відповідних рівнянь системи.

Враховуючи умову рівномірності навантажень по довжині спіралі, розподіл  $\tau_{nt}$  і  $\tau_{nb}$  визначають з попередньої системи або безпосередньо з умови рівноваги гвинтового сектора в циліндричних координатах  $O\rho\varphi z$ :

$$\begin{aligned} \sum Z &= -dP_z + \tau_{zp} dS_p, \\ \sum M_z &= dM_z - \rho\tau_{\varphi\rho} dS_\rho. \end{aligned} \quad (2.55)$$

Звідки  $\tau_{zr} = dP_z / dS_r$ ;  $t_{\varphi\rho} = dM_z / \rho dS_\rho$ .

Тут  $dS$  площа перерізу елемента,  $dS = \rho h_z d\varphi = Hdt$ .

Враховуючи взаємозв'язок циліндричних та гвинтових координат розподіл дотичних напружень у системі  $Ontb$ :

$$\tau_m = \tau_{zp} \sin \alpha - \tau_{jr} \cos \alpha; \tau_{bn} = \tau_{zp} \cos \alpha - \tau_{jr} \sin \alpha. \quad (2.56)$$

В даному випадку

$$\cos \alpha = \frac{n}{\sqrt{n^2 + c^2}}, \quad (2.57)$$

$$\sin \alpha = \frac{c}{\sqrt{n^2 + c^2}}. \quad (2.58)$$

Відповідно

$$\tau_m = \frac{F_z c - T_z}{2\pi m H (n^2 + c^2)} = \frac{F_z P - 2\pi T_z}{(4\pi^2 \rho^2 + P^2) H m}, \quad (2.59)$$

$$\tau_{bn} = \frac{F_z n - T_z \frac{C}{n}}{2\pi m H (n^2 + c^2)} = \frac{2\pi \rho F_z P - T_z \frac{P}{\rho}}{(4\pi^2 \rho^2 + P^2) H m}. \quad (2.60)$$

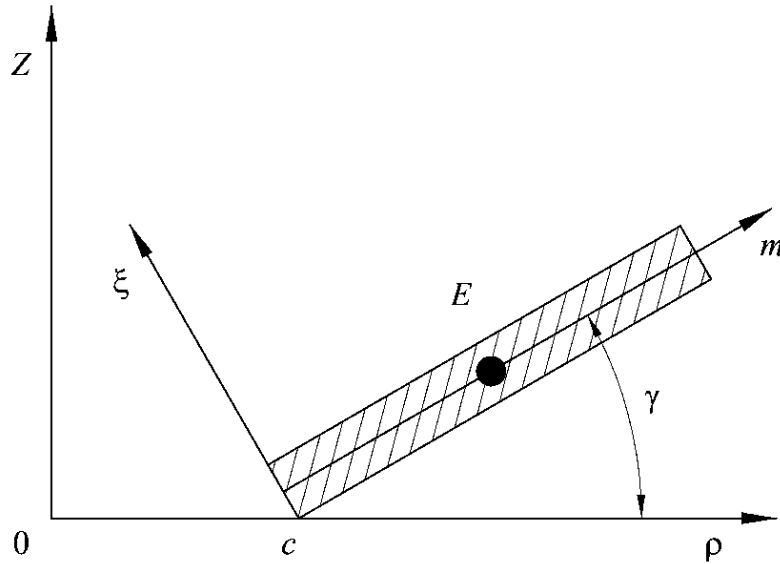


Рисунок 2.5 – Вибір системи координат перетину гвинта

Враховуючи зв'язок параметрів  $\rho$  та  $P$  спіралі з параметрами  $\chi$  та  $k$  відповідних гвинтових ліній:

$$\tau_m = \frac{\chi F_z + T_z \frac{k}{\rho}}{2\pi m H}. \quad (2.61)$$

$$\tau_{bn} = \frac{k F_z - T_z \frac{\chi}{\rho}}{2\pi m H}. \quad (2.62)$$

Середні значення напружень в полотні спіралі по осі  $On$  можна визначити з диференціального рівняння:

$$\frac{\partial \bar{\sigma}_n}{\partial n} + k(\bar{\sigma}_n - \bar{\sigma}_t) = 0. \quad (2.63)$$

Для дослідження напружено-деформівного стану доцільно привести рівняння рівноваги до більш простих залежностей. Для цього рівняння рівноваги

перепишемо у вигляді:

$$(n^2 + c^2) \frac{\partial \bar{\sigma}_n}{\partial n} + k(\bar{\sigma}_n - \bar{\sigma}_t) = 0. \quad (2.64)$$

Тоді в системі  $\rho oz$  відповідно  $\zeta = f(\rho, z)$ . Кожна точка профілю  $E$  з початковими координатами  $n_E, z_E$  при прогині зміститься і набуде координат  $n = n_E + \Delta n, z = z_E + \Delta z$ . Радіальне зміщення шарів  $\Delta n$  приведе до зміни її довжини у гвинтовому напрямку  $\Delta t = -k t \Delta n$ . Тому деформація по осі  $Ot$  буде  $\varepsilon_t = -\Delta t / t = -k \Delta n$ .

Виділимо початковий сегмент шириною  $dm_o$ . Після прогину на величину  $f$  в напрямку, перпендикулярному осі  $cm$  диференціал дуги перетину витка:

$$dS = \sqrt{d^2 m + d^2 f} = \sqrt{1 + \left(\frac{df}{dm}\right)^2} dm. \quad (2.65)$$

Відносна зміна довжини профілю в напрямку осі  $cn$ :

$$\varepsilon_m = \frac{ds}{de} - 1 = \frac{\sqrt{1 + (df/dm)^2} dm}{d(m + \Delta m)} - 1, \quad (2.66)$$

де  $\Delta m$ —зміщення  $m, E$  на поверхні по осі  $m, \Delta m = l_E - m_E$ .

З урахуванням (2.65):  $\Delta m = \frac{\Delta n}{\cos \gamma} - f \operatorname{tg} \gamma$ .

Відповідно, залежність (2.66) набуде вигляду:

$$\varepsilon_m = \frac{\sqrt{1 + f_m'^2}}{1 + \frac{d(\Delta m)}{dm}} - 1 = \frac{\sqrt{1 + f_m'^2}}{\frac{d(\Delta \rho)}{\cos \gamma dm} + \frac{df}{dm} \operatorname{tg} \gamma} - 1 = \frac{\sqrt{1 + f_m'^2}}{1 + \frac{d(\varepsilon_t / k)}{d\rho} + f_m' \operatorname{tg} \gamma} - 1. \quad (2.67)$$

Отже, рівняння сумісності деформацій для випадку нахилу гвинтової спіралі під кутом набуде вигляду:

$$(\varepsilon_m + 1) \left[ 1 + f_m'^2 \operatorname{tg} \gamma + \frac{d(\varepsilon_t / k)}{d\rho} \right] = (1 + f_m'^2)^{1/2}. \quad (2.68)$$

При малих прогинах:  $\sqrt{1 + f_m'^2} \approx 1 + \frac{(f')^2}{2}$ . (2.69)

Залежність (2.67) після диференціювання виразу  $d(\varepsilon_t/k)/dn$  набуде вигляду:

$$\frac{1}{k} \frac{d\varepsilon_t}{dn} = \varepsilon_t \left( 1 - \frac{c^2}{n^2} \right) - \varepsilon_m + (0.5 f'_m)^2 - f'_m \operatorname{tg} \gamma = 0, \quad (2.70)$$

де  $c$  – параметр гвинтової поверхні,  $c = T / 2\pi$ .

Тому в залежності (2.70) при переході координат  $Ont$   $\varepsilon_m = \varepsilon_n$ ,  $f'_m = f'_n \cos \gamma$ .

Використовуючи приведені рівняння рівноваги та сумісності деформацій можна змоделювати розподіл ланцюгових напружень у вигляді степеневих залежностей.

При цьому радіальні напруження доцільно шукати у вигляді:

$$\bar{\sigma}_n = a_0 + a_2 n^2 + a_3 n^3 + a_4 n^4. \quad (2.71)$$

$$\text{Дотичні напруження: } \bar{\sigma}_t = \sum_{i=1}^4 b_i n^i, \quad (2.72)$$

де  $b_0 = a_0 + 2a_2 c^2$ ;  $b_1 = 3a_2 c^2$ ;  $b_2 = 3a_2 + 4a_4 c^2$ ;  $b_3 = 4a_3$ ;  $b_4 = 5a_4$ .

Рівняння зв'язку між деформаціями та напруженнями у випадку  $\sigma_b = 0$ :

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_n &= 1 / E (\bar{\sigma}_n - \nu \bar{\sigma}_t), \\ \bar{\varepsilon}_n &= 1 / E (\bar{\sigma}_t - \nu \bar{\sigma}_n), \end{aligned} \quad (2.73)$$

де  $E$  – модуль пружності,

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

Відповідно деформації  $\bar{\varepsilon}_n$  і  $\bar{\varepsilon}_t$  також апроксимуються степеневими залежностями виду:

$$\varepsilon_n = \sum_{i=1}^4 c_i n^i, \quad \varepsilon_t = \sum_{i=1}^4 d_i n^i, \quad (2.74)$$

де  $c_i = c_i(a_0, a_2, a_3, a_4)$ .

Параметри розподілу  $a_0, a_2, a_3, a_4$  однозначно визначаються з граничних умов: за зовнішнім діаметром  $\sigma_n = 0$ ; за внутрішнім діаметром  $e_t = 0$ ;  $f'(n) = 0$ .

Крім цього, якщо відсутні розтягуючі чи стискаючі напруження безпосередньо від зовнішніх зусиль  $F_z$  та  $T_z$ , то умова мінімуму роботи

внутрішніх сил має вигляд:

$$\sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^4 k_n^{ij} a_i c_j n^{i+j+1} = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^4 k_t^{ij} b_i d_j n^{i+j+1}, \quad (2.75)$$

де  $k_n^{ij}, k_t^{ij}$  – відомі коефіцієнти, що отримуються в результаті інтегрування функцій елементарних робіт від  $\bar{\sigma}_n, \bar{\sigma}_t$ .

Друга похідна  $f''(n)$  функції лінії прогину визначається диференціюванням. При відомих коефіцієнтах  $a_0, a_2, a_3, a_4$  кривизна лінії прогину:

$$k_f = \frac{f''(n)}{\left[1 + f'(n)^2\right]^{3/2}} = k_f(a_0, a_2, a_3, a_4). \quad (2.76)$$

Відповідно розподіл напружень за висотою перерізу:

$$\varepsilon_n = \bar{\varepsilon}_n + \varepsilon_{k_f}(b) = \bar{\varepsilon}_n + k_f b = \varepsilon_n(a_0, a_2, a_3, a_4). \quad (2.77)$$

Зв'язок між параметрами розподілу  $a_i$  та зовнішнім навантаженням  $F_z$  та  $T_z$  визначається з умови:

$$(F_z \cos \alpha + T_z \sin \alpha / R) f(R) = \iiint_V (\sigma_n \varepsilon_n + \sigma_t \varepsilon_t + \tau_m \gamma_m + \tau_{bn} \gamma_{bn}) dV. \quad (2.78)$$

Отже, з чотирьох граничних умов та рівнянь можна однозначно визначити п'ять невідомих –  $a_0, a_2, a_3, a_4$  та  $R$ , а отже і шукані напруження та деформації. Максимальними будуть напруження розтягу, які однозначно визначаються при відомих параметрах розподілу.

Розроблена модель дозволяє оцінити частку напружень, що виникають в спіралі при рівномірному її навантаженні. Вона може бути використана при оптимізації конструктивних параметрів гвинтових робочих органів.

## **3 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА**

### **3.1 Дослідження технологічного процесу транспортування матеріалів гнучким гвинтовим конвеєром**

Метою експериментальних досліджень є перевірка правильності приведених теоретичних викладок та отримання додаткових довідкових даних, необхідних для вироблення практичних рекомендацій з вдосконалення конвеєра і режимів його роботи, а також для автоматизованого проектування.

При дослідженні гнучкого гвинтового конвеєра необхідно визначити продуктивність, крутний момент і потужність при транспортуванні керамзитового гравію, тирси, борошна, мінеральних добрив по трасах із різним радіусом згину і кутом підйому при змінній частоті обертання гвинта.

Дослідження проводилися з використанням експериментальної установки, компоновальна схема якої зображена на рис.3.1.

Пристрій складається із шасі, на якому розміщено корпус конвеєра з бункером. В корпусі встановлено підшипники, в яких обертається привідний вал, з'єднаний з гнучким шнеком, розміщеним у кожусі. Привідний вал приводиться в рух із допомогою електродвигуна через пасову передачу.

Для визначення продуктивності проводилися заміри кількості матеріалу, який транспортувався конвеєром за однакові проміжки часу. Визначення кількості матеріалу проводилося з допомогою мірної тари із наступним зважуванням.

Визначення крутного моменту на валу для заданих режимів роботи проводилося методом тензометрії з використанням тензостанції 8АНЧ-7М і комбінованого цифрового приладу моделі В7-21А. Тарування проводилось перед початком проведення експерименту при від'єднаному робочому органі.

Дослідження проводилися класичним методом згідно плану експерименту, оформленого у вигляді таблиці 3.1.

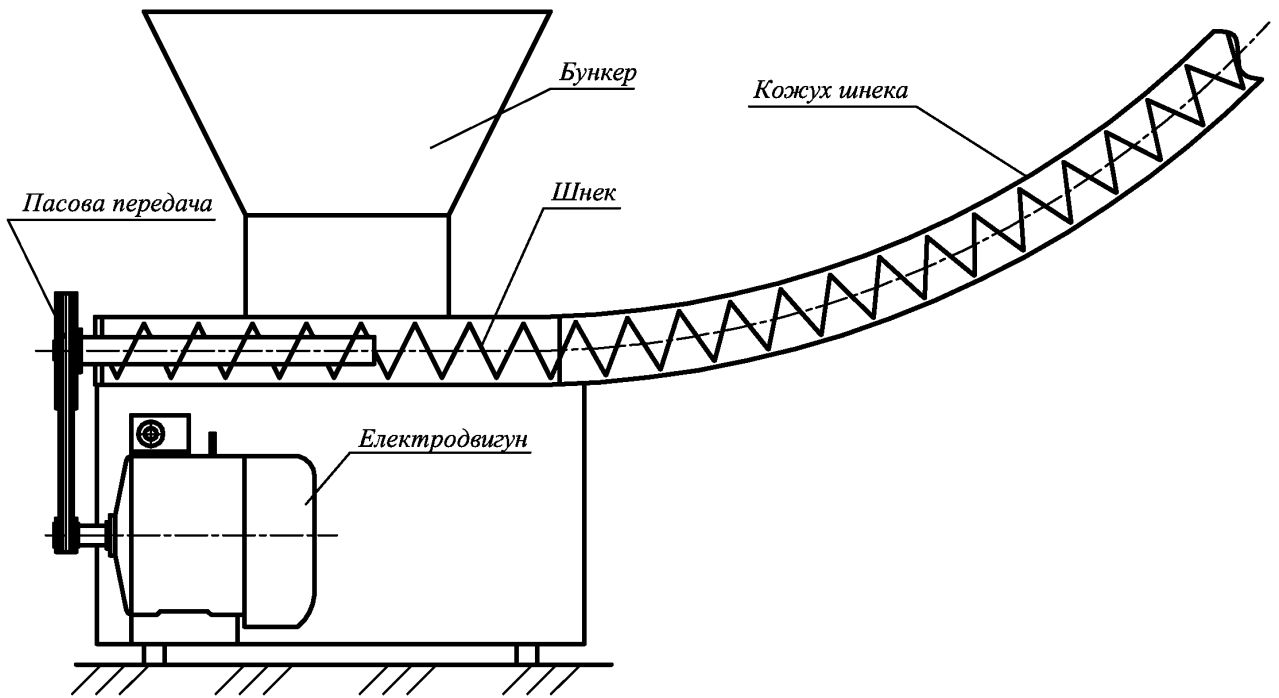


Рисунок 3.1 – Компоновка експериментальної установки для дослідження ГТК

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до проведення експерименту

№ з/п	Назва матеріалу	Об'ємна густина, кг/м <sup>3</sup>	Частота обертання шнека, хв <sup>-1</sup>					Кут підйому траси
			$n_1$	$n_2$	$n_3$	$n_4$	$n_5$	
1	Гравій керамзитовий	280	100	200	300	400	500	10 - 30°
2	Тирса	400	100	200	300	400	500	10 - 30°
3	Борошно	620	100	200	300	400	500	10 - 30°
4	Мінеральні добрива	750	100	200	300	400	500	10 - 30°

Результати експериментальних досліджень ілюструються графіками, приведеними на рисунках 3.2-3.4.

З результатів експериментальних досліджень випливає, що зміна крутного моменту від дії основних факторів має лінійну характеристику і її можна представити у вигляді неповного квадратного полінома виду:

$$M = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3, \quad (3.1)$$

де  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  – відповідно частота обертання шнека  $n$ , кут підйому траси транспортування  $\gamma$  і об'ємна густина матеріалу  $\rho$ .

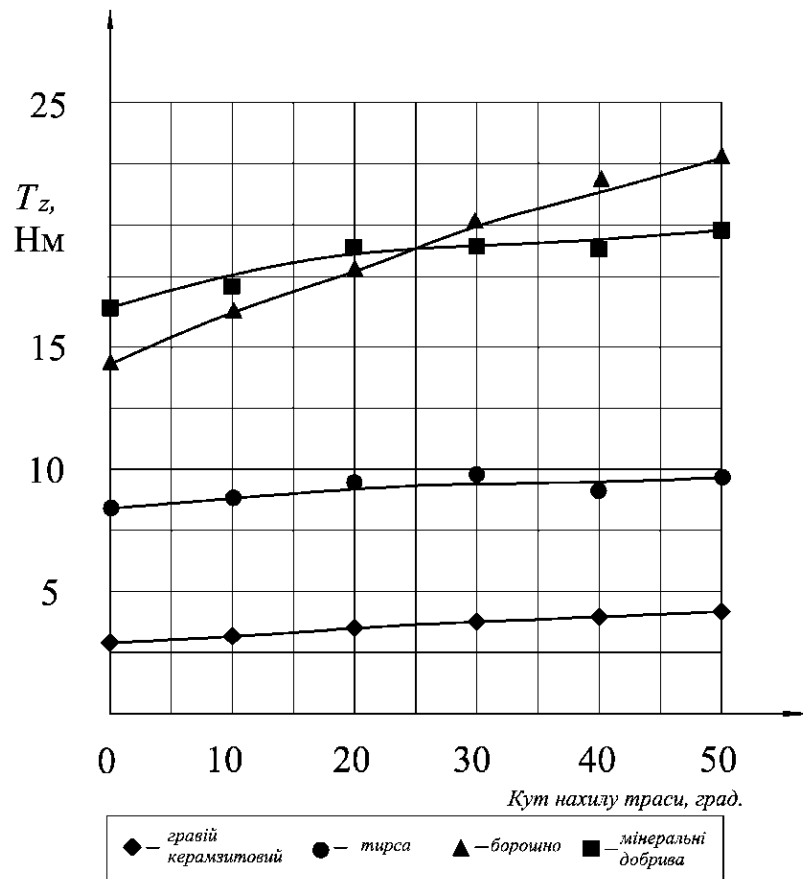


Рисунок 3.2 – Залежність крутного моменту  $T_z$  від кута нахилу магістралі

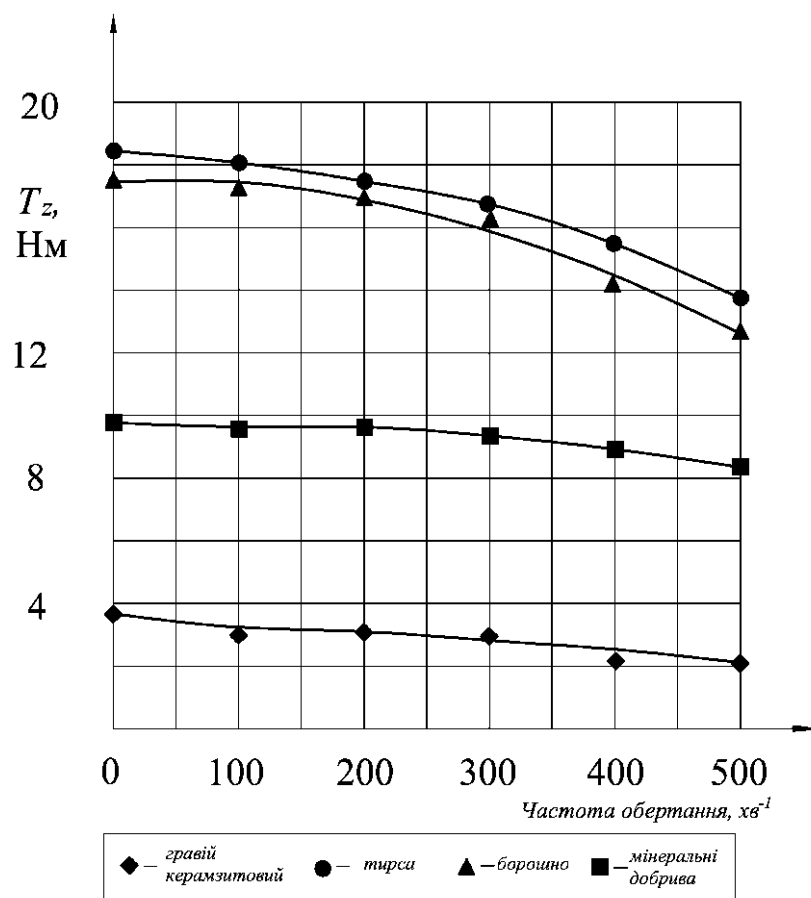


Рисунок 3.3 – Залежність моменту  $T_z$  від частоти обертання шнека



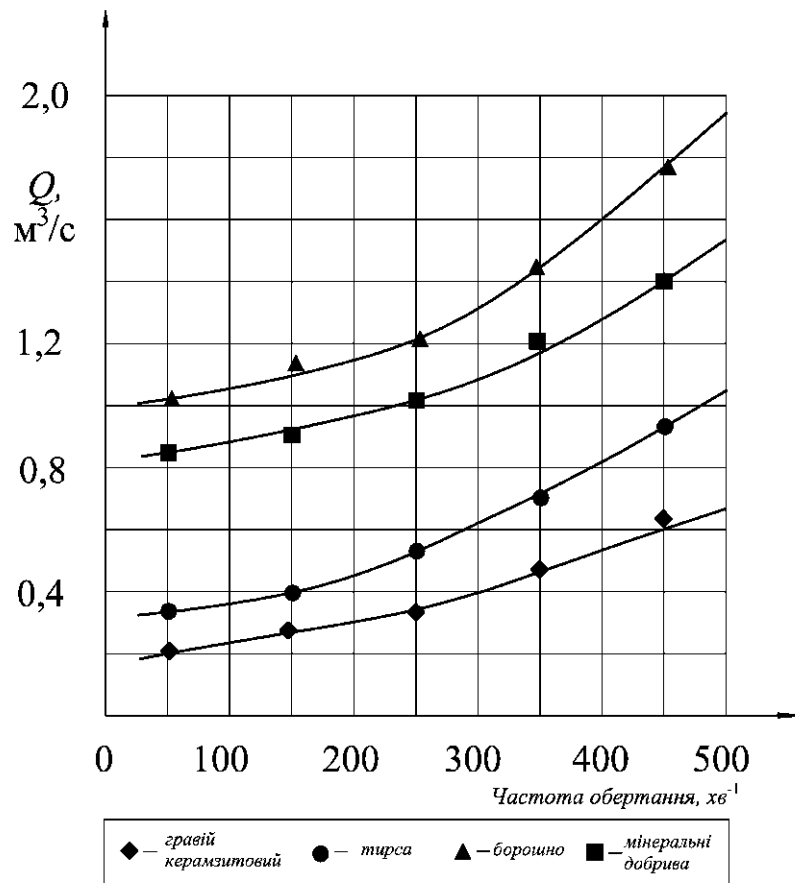


Рисунок 3.4 – Залежність продуктивності ГГК від частоти обертання шнека

Будуємо план повнофакторного експерименту (ПФЕ) за зміною цих параметрів (таблиця 3.2).

Результати експериментів за даним планом із чотирикратним повторюванням дослідів приведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.2 – План повнофакторного експерименту

Кодоване значення факторів	Частота обертання шнека, с <sup>-1</sup>	Кут підйому траси транспортування, °	Об'ємна густина матеріалу, кг/м <sup>3</sup>
Основний рівень (0)	300	20	450
Інтервал варіювання (1)	200	5	170
Верхній рівень (+)	500	30	620
Нижній рівень (-)	100	10	280

Таблиця 3.3 – Результати трифакторного експерименту

№ фактора	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$M_1$	$M_2$	$M_3$	$M_4$	$M$	$S^2$
1	–	–	–	3,6	3,3	3,5	3,1	3,375	0,0492
2	+	–	–	3,0	2,8	2,5	2,9	2,8	0,0467
3	–	+	–	3,7	3,6	4,0	3,9	3,8	0,033
4	+	+	–	2,4	3,0	3,5	2,9	2,95	0,203
5	–	–	+	17,5	18,0	20,0	15,5	17,75	3,375
6	+	–	+	13,0	11,5	10,0	12,5	11,75	1,75
7	–	+	+	21,0	22,0	22,5	19,5	21,25	1,75
8	+	+	+	14,0	18,5	16,0	15,5	16,0	3,5

Перевірка відтворюваності дослідів для кожної точки плану проводилась за критерієм Кохрена:

$$G = \frac{S_{u_{\max}}^2}{\sum S_u^2} = \frac{3,5}{10,707} = 0,327, \quad (3.2)$$

де  $S_u^2$  - дисперсія, що характеризує розсіювання результатів у  $u$ -ому досліді,

$$S_u^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (y_{ui} - \bar{y}_u)^2. \quad (3.3)$$

Для 5% рівня значущості табличне значення коефіцієнта Кохрена:

$$G(0,05; n; f_n) = G(0,05; 8,3) = 0,438. \quad (3.4)$$

Оскільки  $G < G(0,05; n; f_n)$ , то можна зробити висновок, що досліді відтворюються.

Коефіцієнти регресії при змінних визначаємо за залежностями:

$$\begin{aligned} b_0 &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n \bar{y}_u; \\ b_i &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} y_u; \\ b_{ij} &= \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u. \end{aligned} \quad (3.5)$$

В результаті обчислень отримаємо:

$$b_0 = 9,96; b_1 = -1,58; b_2 = 1,04; b_3 = 6,73; b_{12} = 0,06; b_{13} = -1,23; b_{23} = 0,09.$$

Рівняння регресії буде мати вигляд:

$$M = 9,96 - 1,58x_1 + 1,04x_2 + 6,73x_3 + 0,06x_1x_2 - 1,23x_1x_3 + 0,09x_2x_3. \quad (3.6)$$

Перевірку значущості коефіцієнтів проводимо за критерієм Стюдента. Довірча межа при 5% рівнозначності:

$$\Delta b = t(0,05, f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (3.7)$$

де  $t(0,05, f_y)$  – критерій Стюдента;

$S_y$  – дисперсія відтворюваності.

$$S_y^2 = \frac{1}{8} \sum_{u=1}^n S_u^2 = 1,34; \quad S_y = \sqrt{S_y^2} = 1,16. \quad (3.8)$$

Число ступенів вільності:  $f_y = n(m-1) = 8 \cdot 3 = 24$ .

Табличне значення коефіцієнта критерію Стюдента  $t = 2,1$  і, відповідно,  $\Delta b = 0,86$ .

Оскільки коефіцієнти при невідомих  $b_{12}$  та  $b_{13}$  менші  $\Delta b$ , то в кінцевому вигляді рівняння регресії має вигляд:

$$M = 9,96 - 1,58x_1 + 1,04x_2 + 6,73x_3 - 1,23x_1x_2. \quad (3.9)$$

Перевірку адекватності рівняння проводимо за критерієм Філера:

$$F = S_{ad}^2 / S_y^2 < F(0,05, f_{ad}; f_y), \quad (3.10)$$

де  $S_{ad}$  – дисперсія адекватності;

$f_{ad}$  – число ступенів вільності дисперсії адекватності;  $f_{ad}=3$ .

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n-k-1} \sum_{u=1}^n (y - \bar{y}_n)^2 = 2,81. \quad (3.11)$$

Відповідно  $F = 2,2 < F(0,05; 3; 24) = 3,04$ .

Отже, модель адекватна.

Використовуючи залежності переходу до натуральних параметрів, отримуємо кінцеву апроксимаційну залежність для визначення моменту:

$$M = -9,62 - 8,3810^{-3}n + 0,208g + 0,05r - 3,6510^{-5}\rho. \quad (3.12)$$

Виведена апроксимаційна залежність може використовуватись для визначення моменту на валу приводу конвеєра при транспортуванні вантажів, реологічні властивості яких схожі до використаних в експерименті в межах зміни  $n, \gamma, \rho$  згідно даних таблиці 3.2.

## 4 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

### 4.1 Дослідження параметрів математичної моделі напружено-деформованого стану спіралі гвинтового конвеєра

Під час роботи машини та механізми, а також їх вузли зазнають різних впливів. Деякі з них наперед відомі і враховані ще на стадії проектування, інші непрогнозовані і носять випадковий характер. В загальному випадку вся сукупність як внутрішніх, так і зовнішніх впливів включають момент опору, умови зовнішнього середовища, особливості керування устаткуванням тощо. Усі ці фактори тісно пов'язані між собою та формують загальні показники машини. Якщо є інформація про ці показники, наприклад, з виробничого досвіду чи з нормативно-довідкових даних, то можна експериментально встановити вплив множини вибраних показників на значення параметра, який досліджується і, якщо ці дані коректні, прийняти параметр як такий, за яким можна оптимізувати конструкцію чи процес.

Коли кількість даних недостатня, виникає потреба в їх отриманні, як зазвичай відбувається шляхом проведення натурних випробувань. Цей метод є, звичайно, найбільш достовірним, але вимагає додаткових матеріальних і часових затрат, а доволі часто в силу тих чи інших причин проведення випробувань є неможливими.

В наш час досягнення сучасних інформаційних технологій дають можливість не лише проводити обробку експериментальних даних, а й проводити повноцінне комп'ютерне моделювання тих чи інших процесів і явищ з максимальним наближенням до реальних умов. Оптимальним рішенням буде поєднання результатів натурального та комп'ютерного експерименту.

Необхідною умовою повноцінної реалізації процесів проектування чи моделювання є наявність повноцінного математичного забезпечення.

В попередніх розділах багато уваги було приділено якраз математичним методам для опису процесів і явищ, які протікають в гвинтових конвеєрах.

В загальному випадку математична модель напружено-деформованого

стану гвинтової стрічки має вигляд:

$$Y_i = F_i(X, Q) \quad (4.1)$$

де  $Y$  – вихідні параметри;

$X$  – внутрішні параметри; які описують дискретні елементи конструкції і будуть розраховуватися;

$Q$  – внутрішні параметри; що належать до зовнішнього стосовно конвеєра середовища;

$i$  – номер вихідного параметра.

В якості внутрішніх параметрів використано товщину стрічки  $t$  і частоту обертання гвинта  $\omega$ . Зовнішніми параметрами є коефіцієнт тертя матеріалу, який транспортується по жолобу  $\mu_2$  і густина матеріалу  $\gamma$ .

Крім того, математична модель використовується також для вирішення оптимізаційних задач. Вибір параметрів оптимізації ґрунтується на пошуку найбільш ефективних шляхів підвищення якості виконуваного технологічного процесу. Фактично оптимізуючі розрахунки можуть бути проведені по любому параметру, який може мати або бути описаним математичним виразом.

Математична модель подається як поліном, що також називається рівнянням регресії. Параметр оптимізації залежить від факторів  $X_1, X_2, X_3, \dots$  і від їх квадратів і парних взаємодій.

Для чотирифакторного експерименту, як у даному випадку, повне квадратне рівняння без урахування дії добутку всіх факторів можна записати у вигляді:

$$Y = B_0 + B_1X_1 + B_2X_2 + B_3X_3 + B_4X_4 + B_{11}X_1^2 + B_{22}X_2^2 + B_{33}X_3^2 + B_{44}X_4^2 + B_{12}X_1X_2 + B_{13}X_1X_3 + B_{14}X_1X_4 + B_{23}X_2X_3 + B_{34}X_3X_4 + B_{24}X_2X_4. \quad (4.2)$$

де  $B_i$  – коефіцієнти регресії.

У зв'язку з тим, що кількість дослідів обмежена, визначають статистичні оцінки коефіцієнтів.

Якщо отримана модель буде адекватною, то розрахунки припиняють, якщо ж ні, то перевіряють подальшим розрахунком при взаємодії факторів.

Як правило, попередню інформацію використовують для отримання

орієнтовного значення про параметри оптимізації, їх рівні і інтервали. Для кожного фактора необхідно знайти основний рівень і інтервал зміни. Надалі побудова плану зводиться до вибору крайніх точок відносно центра. Слід відмітити, що центр обов'язково повинен знаходитися всередині сфери визначення факторів, а не на її межах.

Далі отримують рівні зміни: верхній та нижній, відстань між ними називають інтервалом зміни відповідного фактора. Для даної конкретної задачі вибір інтервалів і рівнів факторів завжди досить суб'єктивний без попереднього проведення справжніх досліджень. Для більш високої точності визначення рівня необхідно вибрати вузький інтервал зміни і, навпаки. Вважається, що достатньо достовірні дані отримуються, якщо інтервал складає не більше 10% інтервалу відповідного фактора. Спрощення експерименту досягається кодуванням фактора, тобто введенням його в задані обмежені рамки.

Звідси випливає, що верхній рівень фактора буде складати +1, середній відповідає нульовому значенню, а нижній –1.

Таким чином, загальна кількість дослідів буде рівна кількості рівнів, необхідній для знаходження всіх невідомих при всіх комбінаціях:

$$N = 2^m. \quad (4.3)$$

де  $m = 2$  – кількість факторів, так як кількість рівнів прийнята рівною двом.

При розв'язуванні задач з усіма можливими поєднаннями факторів отримуємо повнофакторний експеримент. У цьому експерименті фактори кодують і отримують матрицю планування експерименту. Для кількості факторів рівної 4 матриця планування складається з 16 рядків, як показано в таблиці 3.4. Отримані таким чином значення коефіцієнтів регресії надалі слід скоректувати на натуральні значення.

Значення коефіцієнтів у лінійній моделі показують силу впливу відповідного фактора на параметр оптимізації при переході з нульового рівня на нижній. Знак при коефіцієнті вказує на те, що для позитивного значення  $X$  значення  $Y$  змінюються в ту ж сторону, а знак «–» те, що зі збільшенням фактора  $X$  параметр  $Y$  зменшується.

Як видно з даних таблиці 4.1, елементи кожного рядка матриці планування визначають умови проведення експерименту. Різноманітність умов їх проведення ставить перед дослідником труднощі, які полягають у підготовці умов проведення дослідів і у наступній зміні рівнів. Оскільки у процесі розрахунків існує ймовірність систематичних помилок, то звичайно послідовність випробувань визначається так, щоби вона була випадковою, тобто говорять, що досліді рандомізують. Систематична помилка виключена при проведенні моделюючих дослідів, оскільки у всіх випадках результат розрахунку буде один і той же.

Для проведення моделюючих обчислень була використана програма розрахунку коефіцієнтів регресії і моделі для випадку, який розглядається.

В якості вихідних параметрів (параметрів оптимізації) були використані:

- напруження в найбільш навантажених точках;
- експлуатаційні характеристики пристрою.

Згідно математичної моделі, описаної диференціальними рівняннями, в якості основних розрахункових факторів були використані наступні параметри в натуральному вираженні:

- частота обертання шнека 20-50 рад/с;
- густина технологічного матеріалу 600-2000 кг/м<sup>3</sup>;
- кут підйому 10-30°;
- радіус згину шнека 1-10 м;
- висота полоси 0,04-0,06 м.

Вихідні дані були підготовлені для розрахунку параметрів процесу з врахуванням реально можливих режимів роботи, які визначаються інструкцією по експлуатації пристрою. Вихідна програма розрахунку статистичних оцінок коефіцієнтів регресії призначалась для повнофакторного експерименту при кількості факторів рівній чотирьом.

Попередньо була проведена оцінка впливу ряду факторів на такі важливі значення як осьове зусилля  $F_z$ , момент навантаження  $T_z$ , об'ємний розхід  $Q$ .

Таким чином, найбільш суттєвими з точки зору наступного найбільш

швидкого і ефективного відпрацювання конструкції прийняті такі фактори:

- тип технологічного матеріалу, (питома вага), 760-2000 кг/м<sup>3</sup>;
- частота обертання приводу, 20-50 рад/с;
- товщина полоси 4-6 мм;
- радіус кривизни горизонтальної ділянки траси 1-5 м.

Таблиця 4.1 – План повнофакторного експерименту

Кодове позначення				Реальні значення				Параметр оптимізації
$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$h$ , м	$\mu_2$	$\gamma$ , кг/м <sup>3</sup>	$\omega$ , с <sup>-1</sup>	Макс. напруж. кГс/мм <sup>2</sup>
+	+	+	+	6	0.4	2000	50	19,60
-	+	+	+	4	0.4	2000	50	27,60
+	-	+	+	6	0.2	2000	50	9,05
-	-	+	+	4	0.2	2000	50	12,74
+	+	-	+	6	0.4	760	50	7,44
-	+	-	+	4	0.4	760	50	10,47
+	-	-	+	6	0.2	760	50	3,44
-	-	-	+	4	0.2	760	50	4,84
+	+	+	-	6	0.4	2000	20	1,90
-	+	+	-	4	0.4	2000	20	2,67
+	-	+	-	6	0.2	2000	20	0,21
-	-	+	-	4	0.2	2000	20	0,30
+	+	-	-	6	0.4	760	20	0,72
-	+	-	-	4	0.4	760	20	1,01
+	-	-	-	6	0.2	760	20	0,08
-	-	-	-	4	0.2	760	20	0,11

Проведенню кожного розрахунку, як уже відзначалось, передувала побудова сітки тривимірних елементів, кількість яких для кожного випадку можна було б підрахувати як добуток:

- кількості витків – 3;
- кількості витків закріплення – 1;
- кількості елементів по ширині стрічки – 4;
- кількості елементів по куту кожного витка – 10.

Отже, повна кількість елементів дорівнює 120, що достатньо для проведення розрахунків з необхідною точністю.



Кількість витків рівна трьом була визначена на основі попередніх розрахунків, коли було визначено, що цієї величини достатньо для опису детальної топології напружень, тобто переходу значення напружень до нульової відмітки.

Практично у всіх випадках з урахуванням згинного моменту і без нього точка найбільшого навантаження була ідентичною місцю переходу «вал-стрічка».

Були проведені спроби проведення розрахунків при одночасному навантаженні згинного  $T_r$  і крутного моментів  $T_z$ , а також від дії осьової сили  $F_z$ .

Результати розрахунків були незадовільними по причині високих напружень, що свідчить про необхідність корекції схеми навантаження розрахункового елемента, оскільки в дійсності певні обмеження на деформації накладає наявність жолоба. Проте, подібні введення з другого боку накладають обмеження на можливі деформації від згинного моменту, що зробило взаємозаперечуючим одночасне навантаження від згинного і крутного моментів.

Крім того, було встановлено, що імітація обмежень від жолоба при розрахунку напружень окремо від дії  $T_z$ ,  $F_z$  і відповідна їх схематизація повинна передбачати рівномірний їх розподіл по всьому останньому витку для запобігання появи «вивертаючих» зусиль. Тому було вирішено проводити окремо розрахунки від дії згинного моменту  $T_r$ , і окремо від моменту  $T_z$  і зусилля  $F_z$ . Це дозволило уникнути помилок при імітації наявності жолоба і скоректувати отримувані дані в потрібному напрямку.

Тут доцільно доповнити, що побудова загальної моделі «стрічка-маса-жолоб» досить утруднено із-за специфічних якостей технологічної маси і конструктивного виконання жолоба, а отже і коректності використання сил пружності маси і жолоба по трьох координатах.

Далі були проведені розрахунки від згинного моменту. Метою даного розрахунку було:

- встановлення характеру зміни напруження в локальній небезпечній зоні при умовному повороті вала на один повний оберт;

- визначення величини максимальних діючих навантажень від згинаючого моменту  $T_r$ .

Розрахунки були проведені методом кінцевих елементів для товщини полоси 4 мм.

Встановлено, що максимальні пошкоджуючі напруження при радіусі згину траси 1 м досить значні і можуть призводити до поломок навіть без здійснення технологічного процесу. Максимальні значення рівні  $30,2 \text{ кгс/мм}^2$ . Очевидно при експлуатації приводу навіть на холостому ході напруження буде незначним. Однозначно про це відповідь зараз дати не можна, оскільки необхідно проведення додаткових досліджень по встановленню параметрів кривої втомлювання, що вимагає контрольних руйнувань хоча би трьох зразків на різних навантаженнях.

Пропорційно зменшенню радіуса змінюються і максимальні напруження.

Таким чином, проведені розрахунки з фіксацією положення на кутах 0, 45, 90, 135, 180, 225, 270, 315 градусів показали, що характер зміни напружень близький до симетричного циклу, що є найбільш важким і небезпечним.

Наступним етапом було проведення розрахунку від сумарного впливу крутного моменту  $T_z$  і осьового зусилля  $F_z$ .

Як уже було вказано, розрахунок максимального напруження виконувався при накладених переміщеннях по осях  $X$  і  $Y$ . Тому, згідно з останніми зауваженнями, в кінцевій моделі були прийняті такі фактори:

- товщина стрічки 4-6 мм;
- коефіцієнт тертя маси по жолобу 0,2-0,4;
- питома вага матеріалу  $760\text{-}2000 \text{ кг/м}^3$ ;
- частота обертання вала приводу  $20\text{-}50 \text{ с}^{-1}$ .

Оброблення результатів проводилось за допомогою відповідного програмного забезпечення.

Включені в матрицю планування досліди фактично проводять для того, щоби визначити коефіцієнти моделі і перевірити її адекватність. Значення параметра оптимізації у деякій точці нульових факторів рівне математичному сподіванню, оцінку якого дає перший член рівняння, яке розглядується.

Значення коефіцієнтів у лінійній моделі показують величину використання кожного фактора. При переході фактора з нижнього рівня на верхній і навпаки необхідно подвоїти значення коефіцієнта регресії.

При аналізі результатів експерименту робляться такі припущення: умовна дисперсія параметра оптимізації постійна у сфері визначення факторів; фактори лінійно незалежні між собою; значення параметрів оптимізації незалежні.

Для оцінки регресійної моделі було визначено процентне відношення середньоквадратичного відхилення різниці між експериментальними і теоретичними точками плану експерименту до вільного члена моделі, яке характеризує середній рівень лінії регресії:

$$e = E_{pm} 100 / B_0. \quad (4.4)$$

Про точність попадання моделі у сферу оптимуму свідчить факт відповідності коефіцієнтів регресії рівню середньоквадратичних помилок. Нижче будуть приведені значення  $\varepsilon$  для проведених розрахунків.

Надалі при переході на натуральні рівні в загальні вирази з кодованими факторами слід вставити:

$$X_t = \frac{2(F_t - F_{\min})}{F_{\max} - F_{\min}} + 1. \quad (4.5)$$

При проведенні дослідів усі фактори вважались умовно лінійними і постійними на протязі всього їх проведення на заданому рівні. Для об'єктивної оцінки отриманих результатів і значень факторів завжди розраховувались значення помилок моделей.

Основним завданням, як уже вказувалось, було виявлення комплексу заходів з вдосконалення виробу і пошуку раціонального поєднання факторів. При пошуку оптимального поєднання факторів був використаний метод прямого пошуку в деякому чотиривимірному гіперпросторі.

В результаті був проведений блок розрахунків із вищевказаними факторами. В якості параметрів оптимізації були прийняті, як уже вказувалось, значення, приведені у таблиці експерименту.

Була отримана регресійна залежність максимальних напружень у

локальній зоні для кодованих величин факторів:

$$\sigma = 6,38 - 1,08X_1 + 2,54X_2 + 2,87X_3 + 5,51X_4 - 0,43X_1X_2 - 0,48X_1X_3 - 0,93X_1X_4 - 1,14X_2X_3 + 1,84X_2X_4 + 2,47X_3X_4, \quad (4.6)$$

з середніми помилками моделей, приведеними в таблиці 4.2.

Похибка моделі із врахуванням парної взаємодії факторів становить 15,8%, що цілком допустимо при розрахунках на міцність.

Таблиця 4.2 – Середні статистичні помилки регресійних моделей

Параметр	Тип моделі		
	Лінійна	З парною взаємодією	З потрійною взаємодією
Похибка	56	15,8	2,2

Решта коефіцієнтів для отримання більш точних значень наведені нижче:

$$B_{123} = -0,193; B_{124} = -0,132; B_{134} = -0,42; B_{234} = +0,83; B_{1234} = -0,141.$$

Значення похибки 15,8% свідчить також про наявність взаємного зв'язку між факторами при визначенні максимального напруження. Причому більшому коефіцієнту відповідає більша взаємодія. Найбільше значення має коефіцієнт при добутку  $X_3X_4$ , що свідчить про наявність найбільш сильного зв'язку між коефіцієнтом тертя і кількістю обертів.

Аналізуючи отримані результати, слід особливо відмітити ступінь важливості кожного фактора у формуванні напруженого стану стрічки, а саме:

- частота обертання вала;
- питома вага матеріалу;
- коефіцієнт тертя; товщина стрічки.

Приведені дані справедливі до сфери простору, який визначається діапазоном зміни вказаних факторів.

Максимальне напруження при виконанні технологічного процесу  $\sigma = 27,6$  і близьке до значення цієї величини, визначеної навантаженням згину  $\sigma = 30,2$ . Результати проведення машинного експерименту оформлені у вигляді графіків (рис. 4.1-4.10).

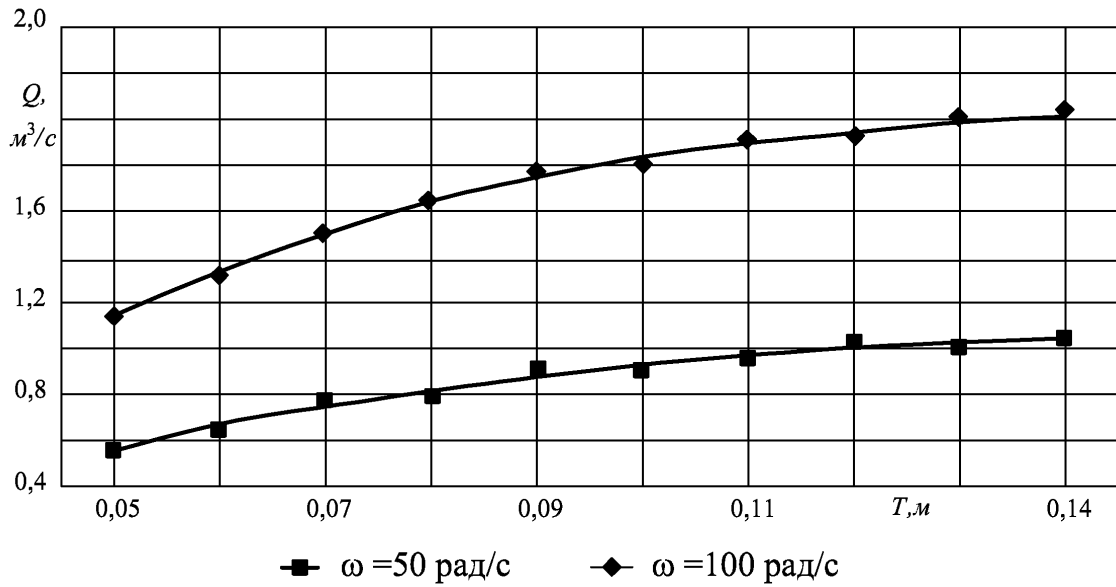


Рисунок 4.1 – Залежність продуктивності гвинтового конвеєра від кроку шнека

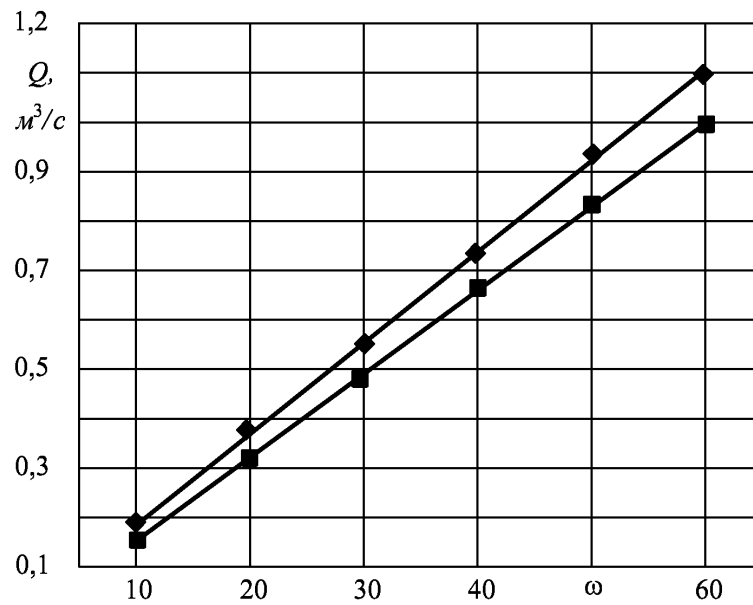


Рисунок 4.2 – Залежність продуктивності ГГК від кутової швидкості шнека

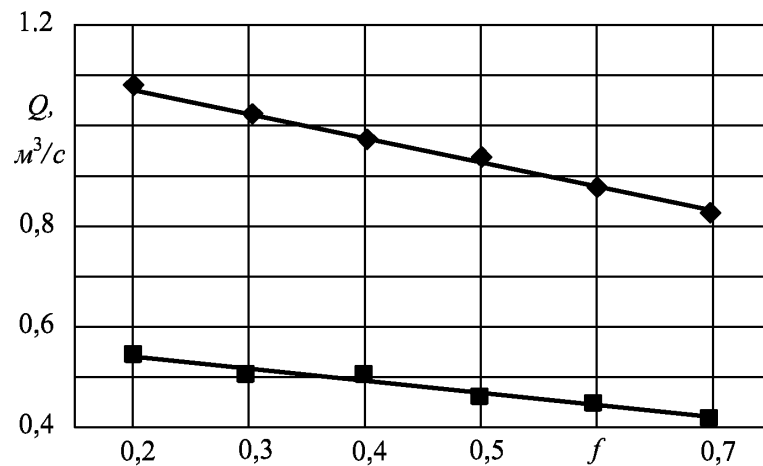


Рисунок 4.3 – Залежність продуктивності ГГК від коефіцієнта тертя

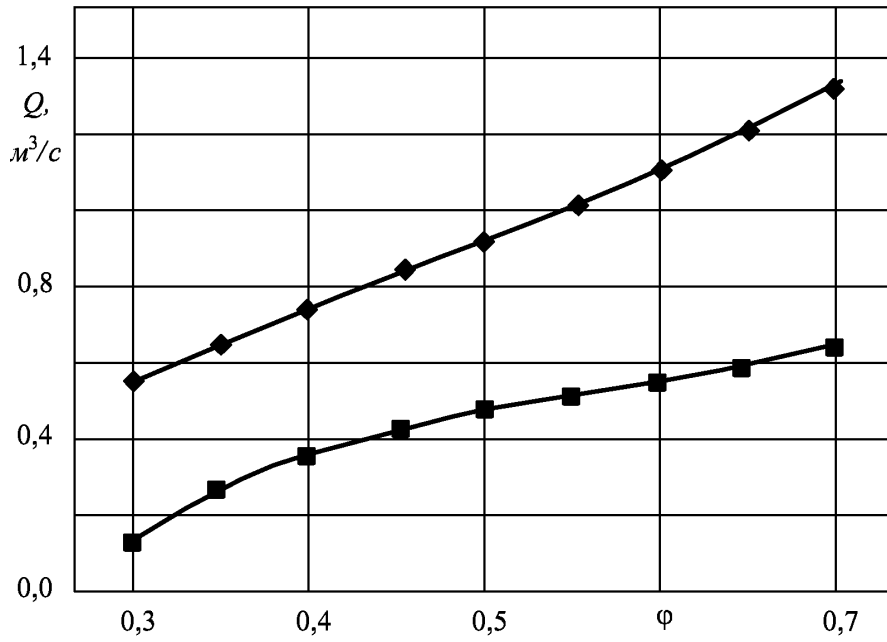


Рисунок 4.4 – Залежність продуктивності ГГК від коефіцієнта заповнення

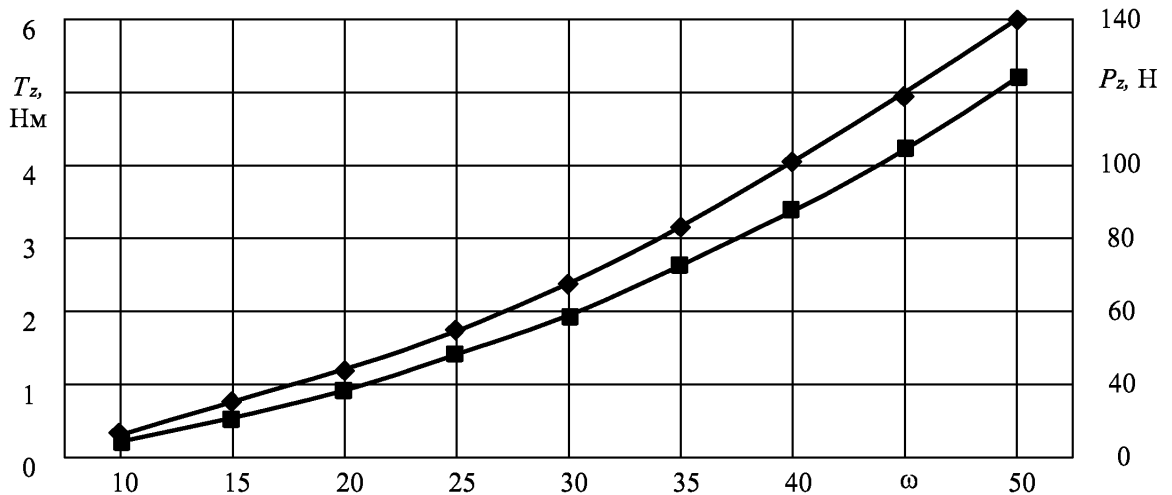


Рисунок 4.5 – Залежність моменту  $T_z$  і зусилля  $F_z$  від кутової швидкості шнека

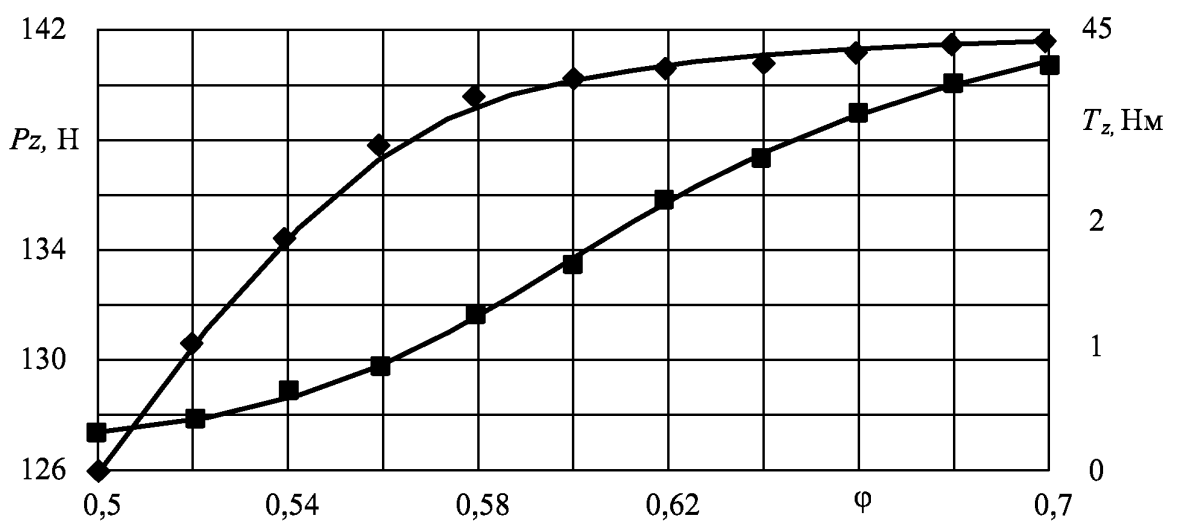


Рисунок 4.6 – Залежність моменту  $T_z$  і зусилля  $F_z$  від коефіцієнта заповнення

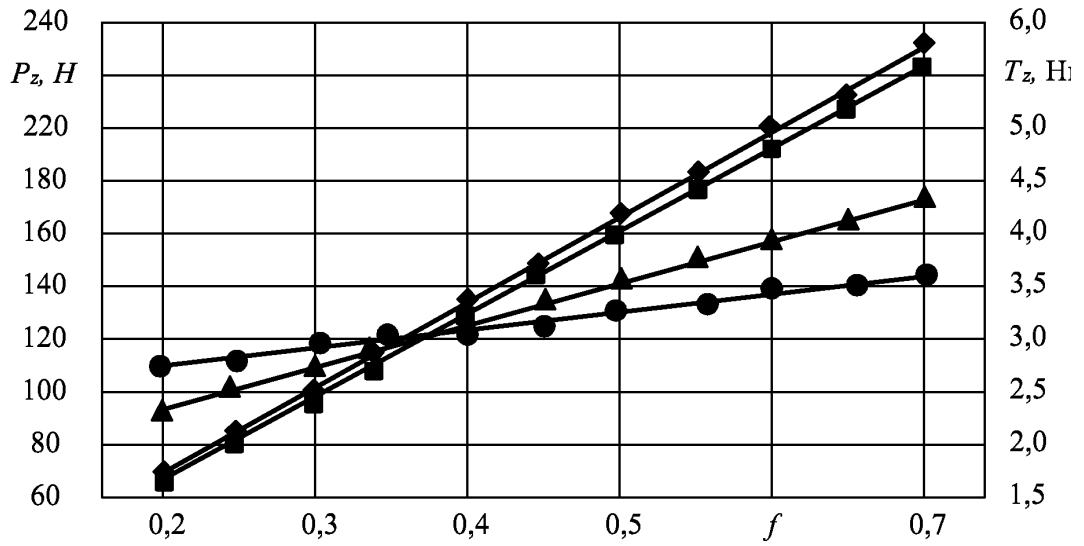


Рисунок 4.7 – Залежність моменту  $T_z$  і зусилля  $F_z$  від коефіцієнта тертя

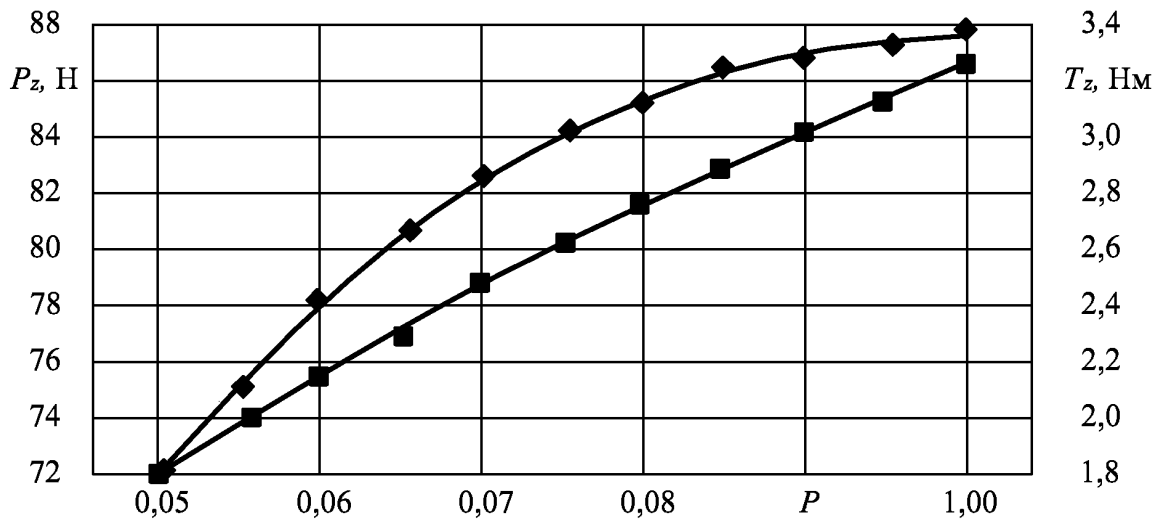


Рисунок 4.8 – Залежність моменту  $T_z$  і зусилля  $F_z$  від кроку шнека

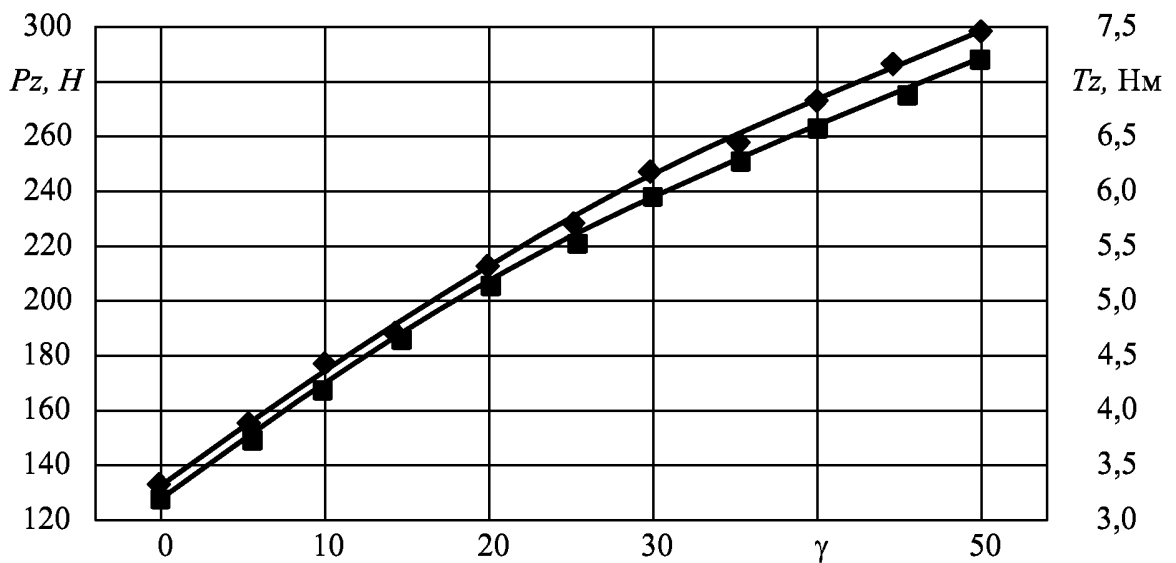


Рисунок 4.9 – Залежність моменту  $T_z$  і зусилля  $F_z$  від кута підйому магістралі

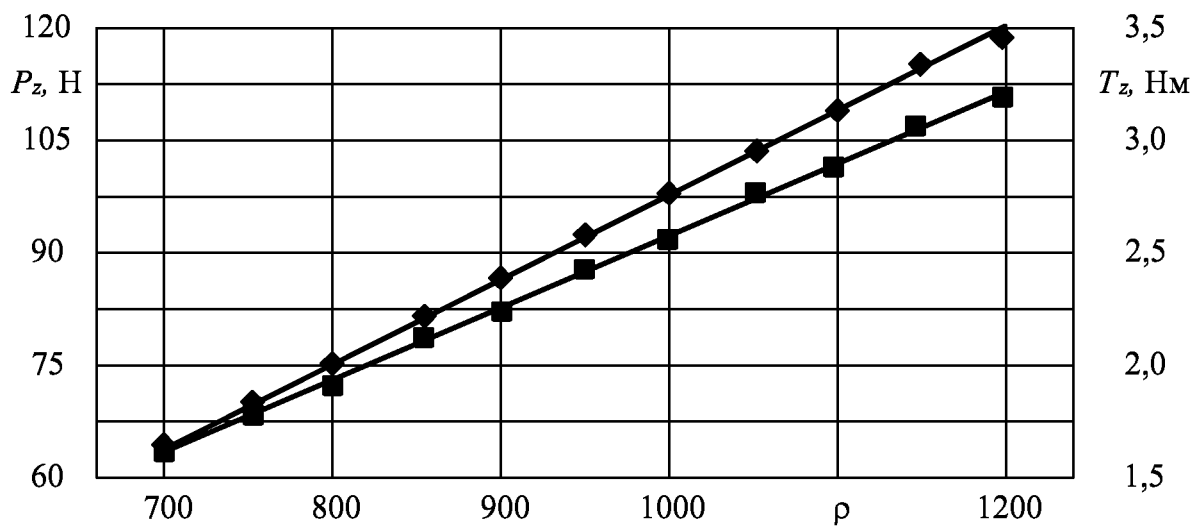


Рисунок 4.10 – Залежність моменту  $T_z$  і зусилля  $F_z$  від густини технологічного матеріалу

Отримані результати дозволяють зробити такі висновки.

1. Розроблена методика, алгоритм, програма розрахунку силових і кінематичних параметрів руху потоку вантажу в гвинтових конвеєрах. На прикладі реальної конструкції робочого органу проведені комплексні теоретичні дослідження різних варіантів виконання конструкції робочого органу з урахуванням оцінки якості виконання технологічного процесу і завантаженості основних елементів конструкції, які дозволяють на основі аналізу руху технологічної маси розробляти і корегувати параметри виробу.

2. Дослідження дозволили обґрунтувати і уточнити основні положення запропонованої методики при підготовці і проведенні подібних розрахунків для оцінки напружено-деформованого стану стрічки гвинтового конвеєра методом кінцевих елементів. Пропонований алгоритм може бути покладений в основу проектування аналогічних виробів, які використовуються в інших областях техніки, де використовується аналогічний ефект взаємодії технологічних мас з деякими криволінійними поверхнями, що робить методику в деякій мірі універсальною.

3. Оцінку напружено-деформованого стану ділянок стрічки гвинтового конвеєра було запропоновано проводити окремо і незалежно спочатку від згину



траси, а потім від спільної дії крутного моменту і осьової сили. Як показали попередні і наступні розрахунки, найбільш значимими факторами, які визначають напружено-деформований стан  $\epsilon$ : згин траси з радіусом згину менше 5 м, частота обертання, питома вага технологічної маси, коефіцієнт тертя маси до жолоба.

4. Оптимізаційні дослідження проводились шляхом поєднання моделюючих алгоритмів оцінки параметрів навантаженості, розрахунку на ЕОМ методом кінцевих елементів напружено-деформівного стану стрічки з виділенням найбільш небезпечних зон з плануванням повнофакторного експерименту, що дозволило оцінити ступінь впливу конструктивних змін і експлуатаційних характеристик на рівень напружень відповідає точці переходу або закріплення стрічки на валу приводу для всіх випадків навантаження з і без врахування згинного моменту.

5. Найбільш реально можливими і ефективними шляхами підвищення довговічності виробу в найкоротші терміни є: забезпечення відповідних частот обертання і залежності від типу і характеристик технологічного матеріалу; створення конструкції, яка знижує коефіцієнт тертя маси до жолоба, наприклад шляхом накладання додаткової вібрації.

6. Встановлено, що для товщини стрічки 4 мм і отримання прийнятних рівнів напружень при виконанні технологічного процесу можна рекомендувати дотримання таких нормативів експлуатації даного обладнання (таблиця 4.3).

Таблиця 4.3 – Рекомендовані нормативи експлуатації обладнання

Питома вага вантажу, кг/м <sup>3</sup>	Частота обертання, с <sup>-1</sup>	Продуктивність, л/с
до 760	до 38	до 20
1000	32	16
1500	26	12
2000	<i>не рекомендується</i>	

Зміна коефіцієнта тертя з 0,4 до 0,2 дозволить при ідентичних параметрах напружень досягнути таких параметрів (таблиця 4.4).

Таблиця 4.4 – Досягнуті параметри роботи конвеєра

Питома вага вантажу, кг/м <sup>3</sup>	Частота обертання, с <sup>-1</sup>	Продуктивність, л/с
до 1000	до 44	до 24
1500	38	20
2000	22	16

Наступні дослідження планується проводитися в напрямку встановлення реальних характеристик втомної міцності ділянок стрічки при натурних випробуваннях для можливості встановлення довговічності виробу при випадковому і детермінованому навантаженнях, вдосконалення динамічних характеристик приводів з вібровпливом, а також пошуком конструктивних рішень кріплення стрічки до вала.

#### **4.2 Експериментальне оцінювання прогину витків шнека при місцевому навантаженні**

Як показали результати виконаних в попередніх розділах досліджень, конструкція гвинтового конвеєра в цілому та її робочий орган зокрема піддаються дії різного роду впливів. Стосовно гвинтового робочого органу ці впливи включають крутний момент від приводу, реакції опор, зусилля, які викликані впливом вібрації, сил тертя, випадкових впливів, викликаних поведінкою вантажу, зміною траси транспортування та інших. Всі ці фактори в сукупності впливають на продуктивність конвеєра, його надійність та довговічність і повинні бути враховані при проектуванні та виготовленні. Так певний інтерес становить рівень деформації витка шнека при прикладенні до нього зовнішнього навантаження, а також характер розподілу ланцюгових напружень по поверхні шнека. Для дослідження цих явищ було проведено ряд експериментів з використанням дослідної установки, структурна схема якої представлена на рисунку 4.11.

За результатами експерименту була отримана залежність прогину витка

шнека від зовнішнього навантаження, яка ілюструється графіками, зображеними на рисунку 4.12.

Крім того, на основі отриманих експериментальних даних шляхом аналітичних обчислень було визначено характер розподілу ланцюгових напружень по поверхні шнека (рис. 4.13).

Отримані дані в поєднанні з рівнянням сумісності деформацій дозволяють визначити напруження в різних точках шнека, що особливо важливо для оцінки напружено-деформівного стану шнека.

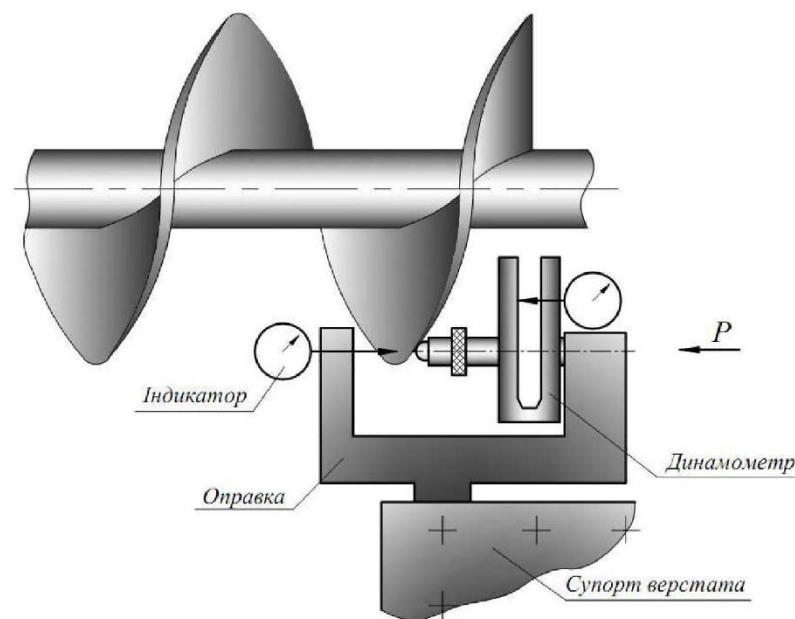


Рис. 4.11 – Експериментальна установка для визначення деформації шнека

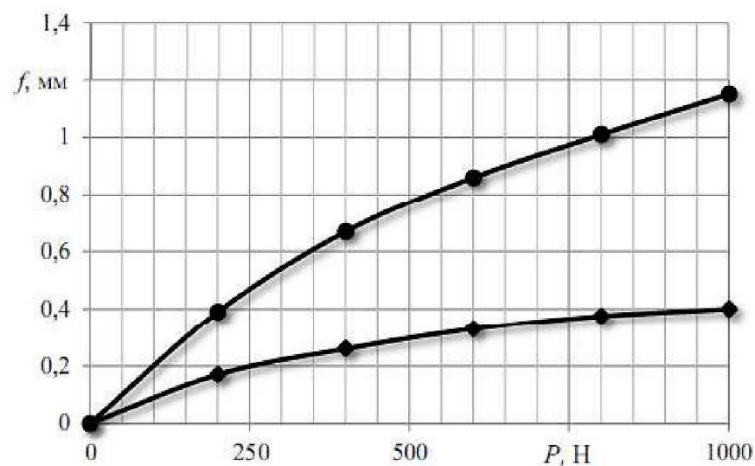


Рисунок 4.12 – Залежність прогину витка шнека від зовнішнього навантаження

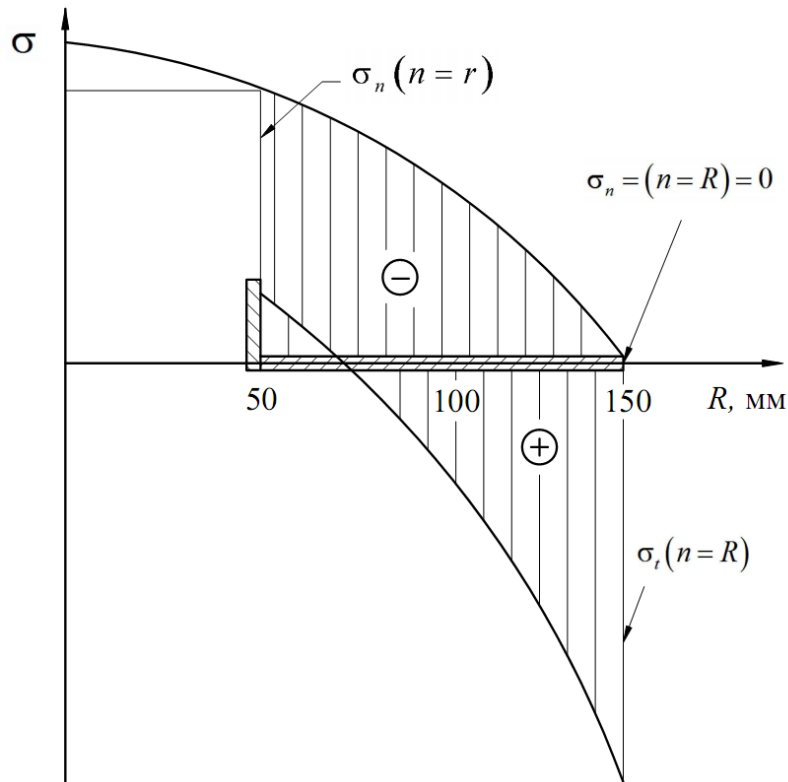


Рисунок 4.13 – Розподіл ланцюгових напружень по поверхні шнека

Розвиток сучасних інформаційних технологій дозволяє проводити подібні дослідження за допомогою персонального комп'ютера. Для цього необхідно перш за все побудувати комп'ютерну 3D-модель об'єкту дослідження і далі за допомогою відповідного програмного забезпечення провести власне дослідження.

В якості програмного забезпечення для вирішення поставлених задач було обрано CAD-систему SolidWorks.

Для виконання аналізу необхідно перш за все створити модель шнека. Процес побудови 3D-моделі в середовищі SolidWorks базується на створенні об'ємних геометричних елементів і виконанні різних операцій над ними. Зокрема процес побудови моделі шнека базується на переміщенні прямокутного перерізу по гвинтовій траєкторії. Для цього спочатку потрібно побудувати коло, діаметр якого відповідає середньому діаметру шнека. Далі за допомогою функції «Гелікоїд» будують тривимірну гвинтову лінію, задавши при цьому її крок, напрям, початковий кут і кількість витків. Після цього в потрібній площині

виконують ескіз поперечного перерізу спіралі і за допомогою відповідних інструментів створюють об'ємну модель.

Також 3D-модель шнека може бути створена в середовищі будь-якої CAD-системи, наприклад, AutoCAD (рис. 4.14).

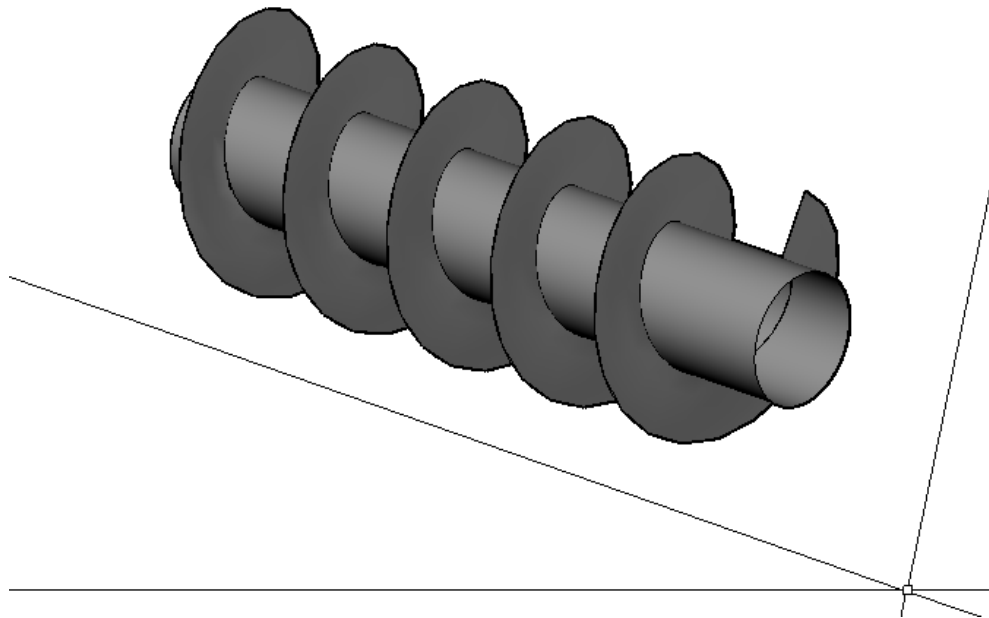


Рисунок 4.14 – 3D-модель шнека

Після встановлення обмежень, потрібно задати навантаження, тобто, вибрати його тип (сила чи тиск), вказати значення, вибрати грань, до якої прикладена сила і напрям прикладання.

Для аналізу створеної моделі в модуль COSMOSXpress, в результаті чого з'являється діалогове вікно. В закладках цього вікна вибирають одиниці вимірювання, місце збереження результатів, матеріал шнека, вказують обмеження і навантаження. В якості обмежень необхідно в графічній області вибрати одну або декілька граней, які будуть визначені як нерухомі, тобто для них будуть відсутні переміщення у всіх напрямках. Для випадку, який розглядається, такою гранню служить внутрішня кромка спіралі, оскільки вона жорстко кріпиться на валу шнека (рис. 4.15).

Далі запускають аналіз. У відповідь програма розбиває деталь на дрібні елементи і розраховує напруження в кожному з них. Після завершення аналізу активується вкладка результатів.

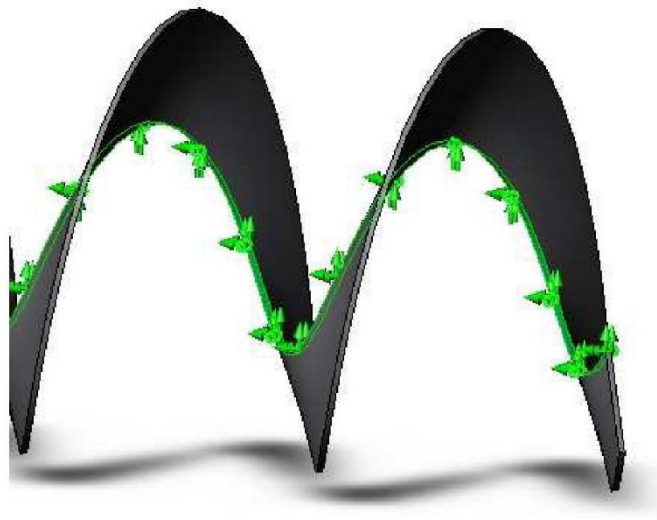


Рисунок 4.15 – Встановлення обмежень

В цій вкладці можуть бути відображені розподіл напружень в моделі (рис. 4.16, а), розподіл зміщень в моделі (рис. 4.16, б), деформована форма моделі, а також дається можливість зберегти результати роботи у вигляді звіту. При відображенні напружень і зміщень модель розфарбовується в різні кольори, кожен з яких відповідає своєму діапазону значень. Крім того, поряд з моделлю відображається шкала, на якій кольором позначені значення напружень і зміщень, які діють в моделі. Червоний колір відповідає максимальним значенням, синій – мінімальним.

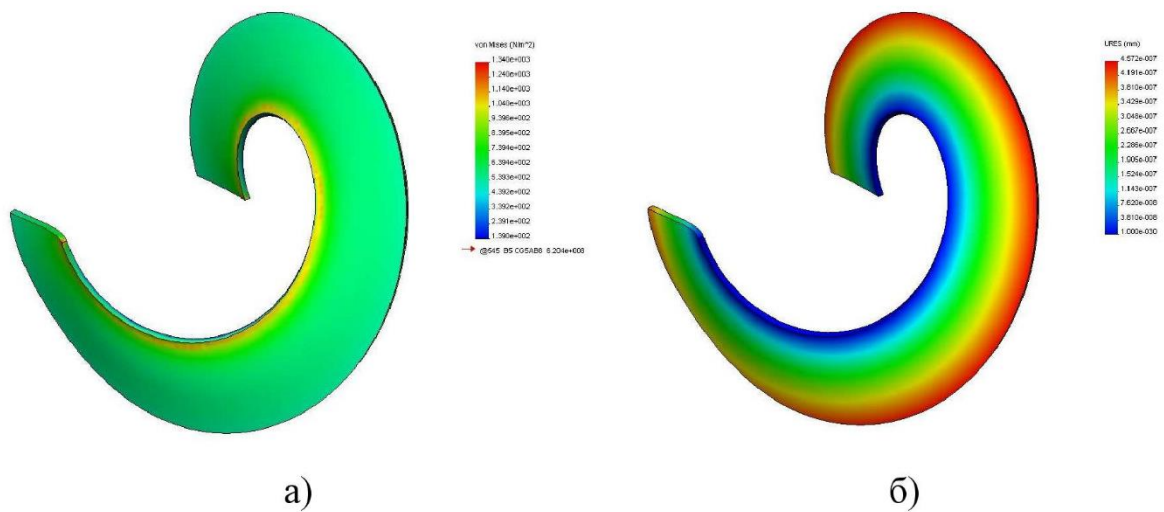


Рисунок 4.16 – Розподіл напружень (а) і зміщень (б) в моделі шнека

Співставлення отриманих даних з результатами проведених натурних експериментів підтвердили їх коректність. Отже, застосування сучасних інформаційних технологій при проведенні експериментальних досліджень допоможе досягти скорочення термінів проведення випробувань, підвищити їх точність і достовірність.

Отримані експериментальні дані спільно з результатами комп'ютерного моделювання дозволили визначити величину і характер розподілу напружень та деформацій і, в кінцевому підсумку, розробити конкретні рекомендації, які можуть бути враховані в процесі проектування механізмів з гвинтовими пристроями.

## 5 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

### 5.1 Розроблення загальних принципів автоматизованого проектування гвинтових конвеєрів

Комп'ютерне проектування (CAD) передбачає створення комп'ютерних моделей, визначених геометричними параметрами. Ці моделі зазвичай відображаються на моніторі комп'ютера як дво- або тривимірне представлення деталі або системи деталей, які можна легко змінити шляхом зміни відповідних параметрів. Використовуючи CAD, можна змодельовати в трьох вимірах рух деталі в процесі виробництва. Постійний розвиток моделювання різних виробничих процесів є одним із ключових засобів, за допомогою яких CAD та CAM системи стають все більш інтегрованими. Системи CAD/CAM також полегшують спілкування між тими, хто бере участь у проектуванні, виробництві та інших процесах.

Однією з особливостей систем автоматизованого проектування є необхідність внесення значної кількості вихідних та довідкових даних при створенні нових виробів. Значно скоротити обсяг таких даних, а значить зменшити час на розробку і освоєння виробництва нових виробів дозволяє дослідження та розробка експертних систем, які містять велику кількість нормативно-довідкової інформації, а також базу даних готових рішень і раніше виконаних проектів в конкретній предметній галузі. Процеси проектування та виробництва, у певному сенсі, концептуально розділені. Проте процес проектування повинен здійснюватися з розумінням природи виробничого процесу.

Сучасні системи автоматизованого проектування дозволяють не лише створювати нові конструкції і технології, але і моделювати їх роботу, що дає змогу попередньо оцінити працездатність конструкції чи ефективність технології без проведення випробувань ще до впровадження в виробництво.

Сучасні CAD/CAM-системи є в певному розумінні універсальними, тобто дозволяють проектувати та моделювати як прості деталі з елементарних



поверхонь, так і складні машини з сотень чи тисяч таких деталей. Проте виконання специфічних проектів часто вимагає використання великої кількості додаткових даних, наприклад, відомостей про матеріали, технології, методи і алгоритми побудови складних геометричних об'єктів тощо. Для скорочення термінів проектування такі дані можна оформити у вигляді окремих модулів чи надбудов до існуючих CAD/CAM-систем, проте це вимагає додаткових знань і вмінь від проектувальника. Вирішити цю проблему можна різними методами, в тому числі і шляхом розроблення спеціалізованого програмного забезпечення.

Проектування гвинтових конвеєрів та інших машин, в яких використовуються спіралі шнеків належить до числа специфічних задач проектування, тому розроблення програмного забезпечення для автоматизації цього процесу є актуальним завданням.

Укрупнено методика оптимального проектування гвинтових конвеєрів (ГК) представлена на рисунку 5.1.

Ця методика передбачає виконання таких етапів: формування задачі в загальному вигляді і обґрунтування необхідності її вирішення; уточнення задачі; виконання похідних задач; пошук і прийняття рішень; конкретизація рішень; розробка конструкції; перевірка результатів роботи; внесення змін і корегування параметрів; розробка оптимального техпроцесу і технологічної документації для виготовлення і складання ГК; розробка експлуатаційної документації; вибір методів діагностики і ремонту.

Перед синтезом конструкції ГК необхідно виконати строгу класифікацію приводів, робочих органів і всієї системи в цілому, визначити методи вибору кращого варіанту рішення на кожному етапі проектування, уточнити критерії оптимізації і обмеження, визначити методи пошуку технічних рішень і при потребі розробити нові, розробити загальний і часткові алгоритми оптимального проектування.

Далі задачу проектування вирішують комплексно: вибирають, за якою траєкторією буде транспортуватися матеріал: за змінною чи постійною; вибирають, з яких компонентів буде формуватися загальна структура конвеєра; розробляють конструкція конвеєра в цілому і його складових частин;

розробляють систему показників для оцінювання проекту, розраховують та аналізують ці показники для декількох альтернативних проектів і вибирають оптимальний.

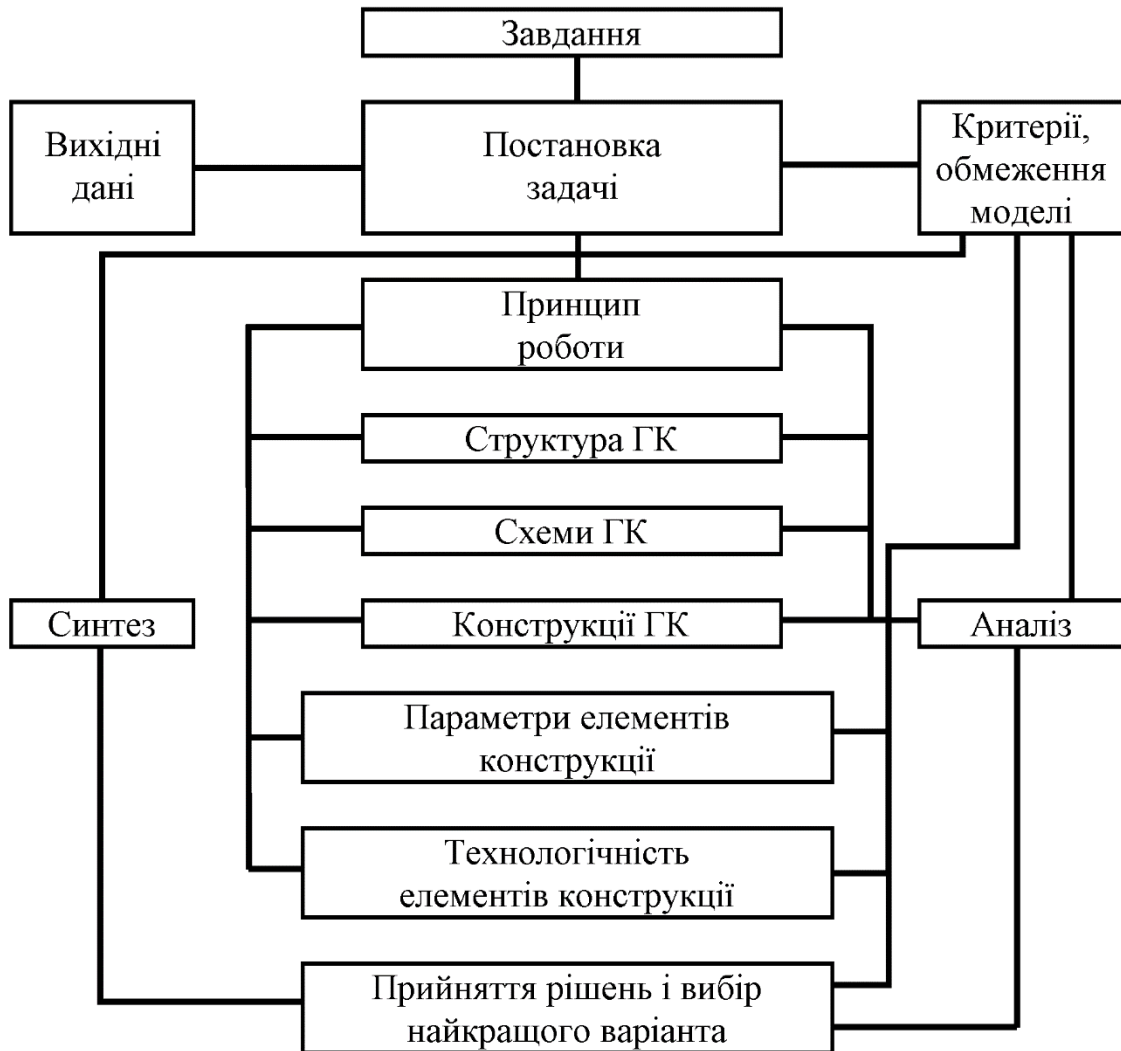


Рисунок 5.1 – Структура оптимального проектування ГК

Реалізація запропонованої методики можлива за умови ретельного вибору методів проектування на основі новітніх наукових розробок, експериментальних досліджень та досвіду виготовлення і промислової експлуатації, а також розробленого на цій основі відповідного програмного, методичного та організаційного забезпечення.

## **6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **6.1 ОХОРОНА ПРАЦІ**

#### **6.1.1 Забезпечення умов безпеки праці шляхом механізації і автоматизації технологічних процесів та обладнання**

Радикальним методом забезпечення безпеки є механізація, автоматизація та дистанційне керування виробничими процесами. Основною метою цих методів поряд із забезпеченням безпеки є підвищення продуктивності праці, звільнення людини від виконання важких і трудомістких операцій. Водночас із цим – створення кращих умов праці та підвищення загальної культури виробництва.

Ефективним засобом зниження травматизму на тяжких і малопродуктивних роботах є механізація виробничих процесів. У цьому напрямку проведена велика робота з створення закінчених систем машин та технологічного обладнання, що дозволяє механізувати та автоматизувати технологічні цикли – від надходження сировини до відправки кінцевої продукції. У промисловості нараховується десятки тисяч механізованих і автоматизованих поточних ліній, велика кількість комплексно механізованих і автоматизованих дільниць, цехів і виробництв. Існує велика кількість систем машин і обладнання, автоматичних маніпуляторів з програмним управлінням та промислових роботів, що дає можливість виключити ручну і монотонну працю, особливо в тяжких та шкідливих для людини умовах. Автоматизація і механізація дозволяє у складних умовах в значній мірі знизити рівень виробничого травматизму і професійних захворювань.

При впровадженні механізації відбувається полегшення праці тих людей, яких замінили машини. Однак при цьому має бути відповідний нагляд і контроль, щоб вони не могли стати причиною нещасних випадків.

Автоматизація виробничих процесів являє собою вищу форму механізації. Залежно від ступеня участі людини в технологічному процесі вона може бути

частковою та комплексною. При частковій автоматизації без участі людини виконуються тільки окремі технологічні операції, які є частиною комплексу технологічних виробничих процесів.

Комплексна автоматизація передбачає повну ізоляцію людини від будь-яких операцій виробничого циклу. Робітник може знаходитись на безпечній відстані від агрегатів. Автоматизація лишає йому контроль за роботою устаткування, машин і механізмів, поєднаних в єдину технологічну лінію, а також обов'язки по їх налагодженню та регулюванню. При цьому потрібна більш висока організація праці, тому комплексна механізація отримала поширення тільки на крупних виробничих підприємствах.

На сучасному етапі розвитку продуктивних сил типовим явищем у виробничій діяльності є праця оператора в автоматизованій системі машин. Узгодження функцій автоматичних і напівавтоматичних пристроїв з діяльністю оператора є досить складним завданням, яке вирішується методами інженерної психології та вимогами охорони праці.

У процесі автоматизації ускладнюється взаємодія людини з технічними засобами, що вимагає врахування психологічних чинників. Виконання операторами трудових функцій пов'язане з внутрішніми психічними процесами.

Ідеальним у виробничій діяльності має бути оптимальне узгодження фізіологічних і психологічних особливостей оператора з технологічним процесом.

Автоматизація тих чи інших технологічних процесів залежить від характеру і конкретних умов виробництва, ступеня його трудомісткості.

Технологічні процеси при комплексній автоматизації послідовно виконуються на автоматичній лінії без фізичного втручання людини.

Високі швидкості сучасних механізмів настільки ускладнюють управління технологічним обладнанням і технологічними процесами, що психофізіологічні можливості людини неспроможні достатньо швидко і адекватно реагувати на обставини, що складаються.

Безмежно розширює можливості людини впровадження електронної техніки, що дає можливість створювати машини для управління іншими

машинами, а також машини, які замінюють людину.

Для вирішення того чи іншого завдання управляючим машинам задається відповідна програма, за допомогою якої вони самостійно ведуть технологічні процеси за оптимальними режимами. Використання електронних машин позбавляє оператора від напруження, полегшує фізичну працю в такій мірі, яка недосяжна навіть сучасним автоматизованим пристроям, а основне – робить її більш безпечною.

Вирішення питань безпеки на механізованих і автоматизованих системах набуває особливої актуальності при їх налагоджуванні та ремонтуванні. У цьому плані має вирішуватись питання щодо повної механізації ремонтно-монтажних робіт.

Автоматичні лінії, які нині працюють на багатьох виробництвах, самостійно виконують всі задані операції у визначеній послідовності і потребують висококваліфікованого персоналу тільки для налагодження та контролювання. На таких лініях відновлення порушеної роботи технологічного обладнання, режиму технологічного процесу і підтримування визначених параметрів здійснюється відповідними автоматичними пристроями. Таке автоматичне регулювання дає можливість виконувати роботу без втручання людини в технологічний цикл, і при цьому виключаються помилкові дії оператора.

Разом з тим в наш час внаслідок цілого ряду об'єктивних причин у багатьох галузях господарства ще досить великий відсоток немеханізованих і неавтоматизованих робіт.

Мають місце в умовах виробництва такі випадки, коли високопродуктивні машини при відсутності механізації для проміжних операцій експлуатуються з низьким коефіцієнтом використання або вимагають великої кількості допоміжних робітників, які іноді працюють в особливо несприятливих умовах.

У цих випадках особлива роль відводиться інженерно-технічному персоналу, який в реальних умовах виробництва має розробляти і впроваджувати засоби малої механізації для полегшення ручної праці в допоміжних операціях основного процесу.

## 6.1.2 Основні поняття в галузі охорони праці

Згідно з державним стандартом охорона праці – це система законодавчих актів і відповідних соціально-економічних, технічних, гігієнічних та організаційних заходів, що забезпечують безпеку людини, збереження її здоров'я і працездатності в процесі праці.

Виробнича діяльність передбачає взаємовідносини людини з предметами й знаряддями праці, іншими людьми. У процесі такої взаємодії людина залежно від характеру праці може зазнавати різноманітного зовнішнього впливу: механічного, теплового, хімічного, електричного, електромагнітного, радіаційного й т. ін. Усе це в сукупності характеризує стан безпеки праці, наявність засобів захисту та загальні умови праці.

Під безпекою праці розуміють такий стан виробничих обставин, за яких унеможлиблюється вплив шкідливих або небезпечних виробничих чинників на працюючих.

Під безпекою виробничого обладнання розуміють здатність обладнання зберігати безпечний стан при виконанні заданих функцій в умовах, регламентованих нормативною документацією.

Під засобами захисту працюючих розуміють колективні та індивідуальні засоби, використання яких запобігає дії небезпечних та шкідливих виробничих чинників на працюючих або зменшує цю дію.

У широкому розумінні умови праці включають в себе санітарно-гігієнічну обстановку, рівень технічної оснащеності, характер технологічних процесів, організацію виробничого процесу та робочих місць, режим праці й відпочинку, естетику виробництва та взаємовідносини людей у виробничому процесі.

Санітарно-гігієнічна обстановка визначає санітарний стан виробництва та можливість впливу на працюючих шкідливих виробничих чинників, що можуть призвести до професійних захворювань. Ці питання вивчає виробнича санітарія.

Виробнича санітарія – це система організаційних і технічних заходів, що запобігають дії шкідливих виробничих чинників на організм людини або зменшують цю дію.

Під організаційними заходами розуміють правильну організацію праці на робочих місцях, дотримання відповідного режиму праці, проведення навчання та інструктажів щодо правильного використання різних речовин, що можуть негативно впливати на стан здоров'я людини та забруднювати навколишнє середовище. Сюди слід віднести організацію постійного нагляду й контролю за дотриманням санітарних норм і правил при використанні речовин і матеріалів з токсичними властивостями, виконанням вимог спеціальних правил при зведенні виробничих споруд і будівель, а також у процесі їх експлуатації.

Під технічними засобами розуміють належне використання існуючих спеціальних колективних та індивідуальних засобів захисту працюючих для боротьби із шкідливими чинниками, а також розробку більш досконалих методів на основі нових наукових досягнень.

Рівень технічної оснащеності й характер технологічних процесів визначає стан забезпечення виробничих підприємств засобами механізації та автоматизації, відповідність їх світовим стандартам. Низку цих питань розглядає техніка безпеки, яка органічно пов'язана з питаннями виробництва й технологій.

Техніка безпеки – це система організаційних і технічних заходів і засобів, що запобігають впливу небезпечних виробничих чинників на працюючих. Техніка безпеки є розділом основ охорони праці. Предмет вивчення цього розділу – безпека праці в умовах виробництва при максимальній її продуктивності. Техніка безпеки ґрунтується на розрахунках і конструюванні запобіжних засобів, пристроїв та апаратів, на спостереженнях та експериментуванні; у полі зору її має бути все те, що необхідне для створення безпечних та нешкідливих умов праці.

Завдання техніки безпеки – вивчати й виявляти всі чинники, що прямо чи опосередковано впливають на виникнення небезпечних моментів, що призводять до нещасних випадків, гострих професійних захворювань та отруєнь, і розробляти запобіжні організаційні та технічні заходи.

До організаційних заходів належать такі: огороження території виробничого підприємства, будівельного майданчика й небезпечних зон; облаштування проходів і проїздів, що забезпечують вільний доступ до всіх

об'єктів; забезпечення системи освітлення, водопостачання, енергопостачання; розміщення зон складування, постійних і тимчасових доріг і т. ін.

До технічних заходів належать такі: виконання відповідних інженерних розрахунків, що забезпечують безпеку робіт; розрахунки риштувань; розробка монтажно-технічного устаткування; схеми кріплення будівельних конструкцій, траншей і котлованів; схеми строповки конструкцій, добір канатів, строп, траверс, якорів та інших вантажозахватних пристроїв; забезпечення електробезпеки та безпечної роботи ємностей, що працюють під тиском, та ін. Для вирішення цих питань вивчаються виробничі процеси, виробниче обладнання, машини та інструменти, стан будівель, споруд, робочих місць, відповідність колективних та індивідуальних захисних засобів характеру праці та інші чинники, які певною мірою можуть спричинити виникнення небезпечної і шкідливої обстановки у виробничих умовах.

Щоб успішно розв'язати зазначені вище проблеми, необхідно:

- створювати безпечну техніку та впроваджувати безпечні технологічні процеси;
- впроваджувати в технологічні процеси автоматизацію, блокування й захисні засоби, що забезпечують безпеку праці;
- навчати персонал правилам та нормам безпеки праці й вимагати їх дотримання;
- виявляти причини травматизму й потенційних небезпек в умовах виробництва;
- вдосконалювати існуючі методи та заходи захисту від шкідливих і небезпечних чинників.

За ознаками впливу шкідливих і небезпечних виробничих чинників на організм людини і засобів, які використовуються для захисту від них, курс «Основи охорони праці» має ще розділ «Пожежна безпека».

Пожежна безпека вивчає основні поняття та визначення в цій сфері, розробляє систему попередження пожеж та пожежний захист у разі пожежі.

Отже, у процесі праці організм людини сприймає залежно від виробничих обставин комплекс чинників, які можуть позитивно або негативно впливати на



стан здоров'я та рівень працездатності. Позитивний або негативний вплив чинників виробничого середовища обумовлюється їх активністю.

Організм людини може пристосуватися до виконання робіт лише за умови, що шкідливі й небезпечні виробничі чинники не дуже активні й лежать у межах гранично допустимих рівнів, норм, доз або концентрацій (наприклад, допустимі норми шуму, вібрації та ін.). Якщо ж шкідливі й небезпечні чинники виробництва досить активні, тоді організм людини не в змозі пристосуватися до них і його нормальна життєдіяльність порушується, а стан здоров'я погіршується. У цих випадках, залежно від активності виробничих чинників і часу їх дії, виникають виробничі травми або професійні хвороби.

Дослідження причин виробничого травматизму і його профілактику здійснює техніка безпеки. Профілактика й дослідження причин професійних захворювань – завдання гігієни праці та виробничої санітарії. Профілактику пожеж, встановлення причини загорянь та ліквідацію їх наслідків вивчає пожежна безпека.

## 6.2 БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 6.2.1 Декларування промислової безпеки та ліцензування діяльності об'єктів

Декларування безпеки об'єктів підвищеної небезпеки здійснюється з метою запобігання надзвичайним ситуаціям, а також забезпечення готовності до локалізації та ліквідації їх наслідків.

Основним завданням декларування є покладання на підприємця обов'язків щодо здійснення комплексу робіт з оцінки небезпеки експлуатованих ним об'єктів з урахуванням запроваджених заходів щодо запобігання виникнення і розвитку аварій.

Суб'єкт господарської діяльності ідентифікує об'єкти підвищеної небезпеки відповідно до кількості порогової маси небезпечних речовин.

Декларація безпеки подається наглядовим органам як обов'язковий елемент для одержання ліцензії на експлуатацію об'єктів, а також місцевим органам виконавчої влади і місцевого самоврядування для інформування про проведену роботу.

Завдяки цьому підвищується відповідальність керівників організацій, які експлуатують об'єкти підвищеної небезпеки, в частині безпеки та інформованості про це наглядових органів і органів місцевого самоврядування.

Основи декларування промислової безпеки небезпечних виробництв визначає Закон України «Про об'єкти підвищеної небезпеки» та нормативно-правові акти Кабінету Міністрів України.

Відповідно до них:

– розробка декларацій промислової безпеки передбачає всебічну оцінку ризику аварій і пов'язані з нею загрози; аналіз достатності запроваджених заходів щодо запобігання, а також до локалізації і ліквідації наслідків аварії на небезпечному об'єкті; розробка заходів, спрямованих на зниження масштабів наслідків аварій і розміру збитків, завданих у разі аварії;

– встановлюється обов'язковість розробки декларації промислової безпеки

об'єктів підвищеної небезпеки;

– декларації промислової безпеки розробляються у складі проектної документації на будівництво, розширення, реконструкцію, технічне переоснащення, консервацію і ліквідацію небезпечного виробництва;

– декларація промислової безпеки затверджується керівником організації, яка експлуатує об'єкт підвищеної небезпеки. Керівник цієї організації несе відповідальність за повноту і достовірність відомостей, що містяться у декларації;

– декларація проходить експертизу промислової безпеки у встановленому порядку.

Органи управління територіальної системи цивільного захисту на основі загальнодержавних вимог до декларації безпеки мають розробляти, з урахуванням специфіки території, власні додаткові вимоги до змісту декларації, затверджувати їх рішеннями місцевих органів виконавчої влади.

Місцеві органи виконавчої влади і самоврядування мають координувати і контролювати роботу з декларування об'єктів підвищеної небезпеки, взаємодіяти з органами Держнаглядохоронпраці України та іншими органами державного нагляду.

Ліцензування діяльності об'єктів підвищеної небезпеки є складовою соціально-економічного механізму забезпечення безпеки населення і захисту навколишнього середовища від аварій та катастроф.

Ліцензування – це заходи, пов'язані з наданням ліцензій, переоформленням документів, підтверджуючих їх наявність, призупиненням і поновленням ліцензій, їх анулюванням і контролем ліцензуючих органів за дотриманням ліцензіатами ліцензійних вимог і умов під час здійснення ліцензованих видів діяльності.

Ліцензія – це спеціальний дозвіл на здійснення конкретного виду діяльності з обов'язковим дотриманням ліцензійних вимог та умов, виданий ліцензуючим органом юридичній або фізичній особі (ліцензіату).

Ліцензійні вимоги і умови – це сукупність установлених положень про конкретні види діяльності, виконання вимог і умов яких є обов'язковим під час

здійснення діяльності, яка ліцензується. Ці вимоги і умови включають заходи щодо запобігання аварій та катастроф.

Серед переліку видів діяльності, на здійснення яких необхідна ліцензія, значне місце посідають об'єкти, порушення порядку експлуатації яких може призвести до надзвичайних ситуацій. Основними з них є:

- виконання робіт і надання послуг щодо збереження, перевезення і знищення хімічної зброї;
- експлуатація вибухонебезпечних об'єктів;
- експлуатація пожежонебезпечних об'єктів;
- експлуатація хімічно небезпечних об'єктів;
- експлуатація магістрального трубопровідного транспорту;
- експлуатація газонафтодобувних підприємств;
- переробка нафти, газу і продуктів їх переробки;
- транспортування по магістральних трубопроводах нафти, газу і продуктів їх переробки;
- зберігання нафти, газу і продуктів їх переробки;
- виробництво і зберігання вибухових матеріалів промислового призначення;
- діяльність з експлуатації електричних (газових, теплових) мереж;
- діяльність, пов'язана зі збудниками інфекційних хвороб;
- перевезення пасажирів і вантажів морським, річковим, повітряним, залізничним транспортом;
- перевезення пасажирів автомобільним транспортом (понад 8 осіб) і вантажів (автотранспортом вантажопідйомністю понад 3,5 т);
- діяльність щодо поводження з небезпечними відходами.

Ліцензуючі органи здійснюють мають такі повноваження:

- 1) надання ліцензій;
- 2) переоформлення документів, які підтверджують наявність ліцензій;
- 3) призупинення дії ліцензій;
- 4) поновлення дії ліцензій;

5) контроль за дотриманням організаціями ліцензійних вимог і умов.

У переліку наведених повноважень мають місце ті, здійснення яких може бути спрямованим на запобігання НС, пом'якшення наслідків і зменшення масштабів, що належить до поля діяльності органів управління системи цивільного захисту, особливо на регіональному і місцевому рівнях.

Ліцензування видів діяльності на рівні регіонів здійснюється, як правило, уповноваженими на це республіканськими та територіальними органами технічної інспекції держенергонагляду, держпожнагляду, транспортної інспекції, органами охорони навколишнього природного середовища, природних ресурсів, ядерної безпеки за рішенням місцевих органів виконавчої влади. На порядку денному приєднання до цієї когорти державного нагляду у сфері цивільного захисту.

У процесі розгляду документації на отримання ліцензії проводиться перевірка підприємств органами, які здійснюють ліцензування, на відповідність наданої документації фактичному стану обладнання, тривалих порушень, заміні зношеного обладнання.

Як засвідчує практика, ліцензування експлуатації об'єктів і робіт підвищеної небезпеки сприяє більш якісному навчанню інженерно-технічного персоналу і робітників, зайнятих експлуатацією потенційно небезпечних виробництв і об'єктів, підвищенню відповідальності за стан безпеки юридичних осіб та індивідуальних підприємців, а також підвищенню ефективності нагляду і контролю за безпекою виробничої діяльності потенційно небезпечних об'єктів.

Ліцензування діяльності в комплексі із заходами з декларування безпеки і страхування відповідальності за завдану шкоду під час експлуатації небезпечного об'єкта сприяє запобігання аварій і катастроф техногенного та біолого-соціального характеру, зменшенню їх масштабів.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ЩОДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Аналіз результатів виконання кваліфікаційної роботи дозволяє зробити такі висновки.

Аналіз відомих теоретичних та експериментальних досліджень показав необхідність вдосконалення технологічних та конструктивних параметрів існуючих засобів механізації та автоматизації виробництва.

Виведено аналітичні залежності для оцінки напружено-деформівного стану робочих органів, які дозволяють на основі даних про деформацію визначати напруження в гвинтовій спіралі. Встановлено, що на зміну експлуатаційних параметрів гвинтових конвеєрів вирішальний вплив мають обмеження за міцністю, продуктивністю та технологічністю. Доведено, що напружено-деформівний стан шнекового робочого органа залежить не лише від геометричних параметрів перерізу спіралі, але і від кута нахилу її твірної до горизонту.

На основі теоретичних та експериментальних досліджень розроблена комплексна методика, яка об'єднує визначення основних показників технологічних процесів та конструктивних параметрів шнекових механізмів із умов мінімізації енерговитрат, матеріаломісткості обладнання, оптимізації розподілу напружень, концентрації технологічних операцій. Застосування методики забезпечує скорочення часу на проектування робочих органів в 1,5-1,8 разів.

Методом машинного експерименту встановлено сукупність раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи гвинтових конвеєрів., що дозволяє мінімізувати кількість елементів системи і її матеріаломісткість.

Розроблено загальні принципи автоматизованого проектування гвинтових конвеєрів.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. М.: Машиностроение, 1981. 392 с.
2. А.С. N1610224 СССР МКИз 01В3/20. Устройство для измерения гометрических параметров спирали шнека. / Гевко Б.М., Капаціла Ю.Б. и др. Заявка №4462683 от 18.07.с1988. Опубл.30.11.1990. Бюл. №44.
3. А.С. №1799689 СССР МКИз В23В 13/00. Подающая цанга. /Гевко Б.М., Капаціла Ю.Б. и др. Заявка №4896656 от 01.11.1990. Опубл. 07.03.1993. Бюл. №9.
4. Бойко И.В., Бублик Б.Н., Зинько П.Н. Методы и алгоритмы решения задач оптимизации. К., 1983.
5. Гевко І.Б. Гнучкі гвинтові конвеєри: проектування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження. / Гевко І.Б., Лящук Р.Я., Гудь В.З., Дмитрів О.Р., Дубиняк Т.С., Навроцька Т.Д., Круглик О.А. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2019. 208 с.
6. Гевко Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів. / Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Тернопіль.: Астон, 2012. 204 с.
7. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Гибкие шнеки. К.: Знание, 1967. 245 с.
8. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир,1975. 541с.
9. Капаціла Ю.Б. Дослідження та розроблення засобів механізації і автоматизації з гвинтовими пристроями : збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича, 2021. с. 12.
- 10.Капаціла Ю., Капаціла Б. Експериментальне оцінювання та комп'ютерне моделювання прогину витків шнека при місцевому навантаженні. Вісник ТНТУ. 2011. Том 17. № 2. С. 89-94.
- 11.Капаціла Ю.Б. Розробка пакету прикладних програм для автоматизованого проектування гвинтових конвеєрів. / Тези доповіді на 2-й науково-

- технічній конференції ТП. Тернопіль, 1993.
12. Механізми з гвинтовими пристроями /Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Матвійчук А.В. Львів : Світ, 1993. 208 с.
  13. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук.: Київ. 1997.
  14. Соколов М.В. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин. / Соколов М.В., Клинков А.С., Ефремов О.В., Беляев П.С., Однолько В.Г. М.: Изд-во «Машиностроение», 2004. 248 с.
  15. Fonseca D. J., Uppal G., Greene T. J., «A Knowledge-based System for Conveyor Equipment Selection», Expert System with Applications, Elsevier, 2004, p. 615-623.
  16. Trivedi R. D., Shah D. B., Patel K. M., «3D Parametric Modeling for Product Variants using Case Study on Inner Ring of Spherical Roller Bearing», Elsevier, 2013, p 709-714.