

**ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

НОВОСАД ІВАН ЯРОСЛАВОВИЧ

УДК621.822:681.369.64

**ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙ
РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ**

05.02.08 – технологія машинобудування

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Науковий керівник:
доктор технічних наук, професор,
Заслужений винахідник України
Гевко Богдан Матвійович

Тернопіль-2007

ЗМІСТ

ВСТУП	5
Розділ 1	8
СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	
1.1 Секційні робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів, характерні конструктивні та технологічні особливості, область їх використання конвеєрів, технічні вимоги й норми точності.	8
1.2 Аналіз результатів теоретичних досліджень параметрів секційних гнучких гвинтових конвеєрів	22
1.3 Аналіз технологічних процесів виготовлення секцій гнучких гвинтових конвеєрів	26
1.4 Вібрування системи в процесі оброблення секцій гнучких гвинтових конвеєрів.	31
1.5 Аналіз результатів проточування й профілювання нежорстких секцій гнучких гвинтових конвеєрів	35
1.6 Висновки та задачі дослідження	38
Розділ 2	41
ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙНИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ	
2.1 Технологічні основи проточування й профілювання секцій гнучких гвинтових конвеєрів	41
2.2 Розрахунок жорсткості секції гвинтового секційного конвеєра в процесі її проточуванні	52
2.3 Розмірний аналіз технологічного процесу виготовлення секцій гнучкого гіперболічного шнека	58
2.4 Розмірний аналіз кулькового шарнірного з'єднання секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра з рекомендацією фінішних операцій механічного оброблення	60
2.5 Динамічна модель технологічного процесу проточування секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів	66
2.6 Дослідження стійкості інструменту в процесі обточування й	74

профілювання гвинтових секційних робочих органів	
2.7 Висновки	75
Розділ 3	77
ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
3.1 Програма та методика експериментальних досліджень проточування й профілювання секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів	77
3.2 Програма профілювання секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів необхідного профілю на ЧПК	84
3.3 Технологічне спорядження для виготовлення півмуфт робочих органів секцій гнучких гвинтових конвеєрів	86
3.4 Вплив режимів різання на якість оброблення гвинтових секцій гнучких конвеєрів	89
3.5 Програма та методика дослідження стійкості різців для точіння	90
3.6 Стенд для дослідження характеристик гнучких гвинтових конвеєрів	98
3.7 Висновки	100
Розділ 4	102
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ	
4.1 Дослідження процесів проточування й профілювання секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів	102
4.2 Вплив режимів різання на якість оброблення гвинтових секцій гнучких конвеєрів	109
4.3 Результати дослідження проточування й профілювання секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів за допомогою повнофакторного експерименту	113
4.4 Результати експериментальних досліджень з визначення крутильної жорсткості гвинтових робочих органів	123
4.5 Технологічний процес виготовлення півмуфт секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів	126

4.6	Технологічний процес виготовлення секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів	128
4.7	Висновки	132
	Розділ 5	134
	ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ТА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
5.1	Технологічність конструкції секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів	134
5.2	Визначення радіуса згинання гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами	136
5.3	Математична модель технологічного процесу стискування й пресування	142
5.4	Розрахунок оправи для проточування секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів	150
5.5	Вплив профілювання секцій гнучкого гвинтового конвеєра на його продуктивність	152
5.6	Контрольний пристрій для заміру параметрів шнеків	158
5.7	Техніко-економічне обґрунтування гнучких гвинтових конвеєрів з секційними профільованими робочими органами	160
	5.7.1 Вихідні дані для визначення економічної ефективності розробки	160
	5.7.2. Визначення вартості розробленої машини	163
	5.7.3. Визначення показників економічної ефективності розробки	165
5.8	Висновки	174
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	175
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	179
	ДОДАТКИ	188

ВСТУП

Актуальність теми. Машинобудування має першочергове значення для технічного переозброєння всього народного господарства країни. Тому сучасний стан його розвитку вимагає пошуку нових шляхів покращення експлуатаційних та технологічних параметрів деталей машин, які б дали змогу покращити якість продукції, зменшити собівартість її виготовлення та ремонту. У машинобудуванні важливе місце посідає задача розроблення прогресивних технологічних процесів (ТП) виготовлення транспортних засобів, прогресивного технологічного оснащення, різального та вимірювального інструментів і відпрацювання на технологічність конструкцій гнучких гвинтових конвеєрів (ГГК) і особливо їх робочих органів (РО) і гнучких рукавів. Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені технології виготовлення гнучких гвинтових конвеєрів, рівень технологічного забезпечення залишається недостатньо високим, а наукова база для його створення не завжди відповідає сучасним вимогам за матеріалом та енергомісткістю та іншими параметрами.

Актуальним є створення технологічного забезпечення для виготовлення нових конструкцій гнучких гвинтових робочих органів, довговічність та ресурс роботи яких підвищується за рахунок зменшення інтенсивності зношування елементів в контактних зонах. Тому, тема роботи є актуальною і має важливе народногосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.

Робота виконана відповідно до тематики Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя та є частиною загальної тематики «Розробка і дослідження ресурсо- та енергозберігаючих технологій в галузі сільськогосподарського машинобудування (2002-2006 рр.)» (№ державної реєстрації 0102U002299), а також координаційного плану Комітету з питань науки і техніки та Міністерства освіти і науки України з розділів «Машинобудування» (поз. 43) «Високоєфективні технологічні процеси в машинобудуванні» на 2003-2007рр., затвердженого Кабінетом Міністрів України.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення експлуатаційних характеристик ГГК і їх надійності та довговічності технологічними засобами. Для досягнення мети в роботі поставлені наступні задачі:

- провести аналіз конструкцій і технологій виготовлення робочих органів ГГК, відпрацювати їх на технологічність та на цій основі удосконалити технологію їх виготовлення з розробленням високопродуктивного технологічного оснащення, різальних та вимірювальних інструментів;

- провести розмірний аналіз технологічного процесу виготовлення деталей та складання шарнірних з'єднань секцій робочих органів гнучкого гвинтового конвеєра з визначенням параметрів проміжних і замикальної ланок розмірного ланцюга та величини допусків із рекомендацією фінішних операцій механічного оброблення;

- теоретично обґрунтувати жорсткість секцій робочих органів гнучких гвинтових секційних конвеєрів при проточуванні;

- розробити динамічну модель технологічного процесу проточування й профілювання секції РО ГГК з урахуванням варіантів навантаження, режимів роботи та жорсткості секцій;

- вивести аналітичні залежності для визначення стійкості різців в процесі обточування і профілювання гвинтових секцій робочих органів, які пов'язані з ударними процесами різання гвинтових елементів;

- спроектувати і виготовити функціонально здатні зразки секцій РО ГГК, технологічне оснащення, різальні та вимірювальні інструменти, а також стенд для дослідження характеристик профільованих секцій РО ГГК;

- провести комплекс експериментальних досліджень і виробити практичні рекомендації щодо вибору прогресивних режимів різання, оснащення для їх виготовлення, різальних та вимірювальних інструментів;

- розробити інженерну методику проектування технологічних процесів і оснащення для виготовлення секцій РО ГГК необхідного профілю.

Об'єкт дослідження – технологічний процес виготовлення секційних робочих органів ГГК.

Предмет дослідження – секційні робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів.

Наукова новизна отриманих результатів:

- проведено розмірний аналіз складання шарнірних з'єднань секцій ГГК із визначенням параметрів проміжних і замикальної ланок розмірного ланцюга та величини допусків з рекомендацією фінішних операцій механічного оброблення;

- вперше теоретично обґрунтовано жорсткість секцій гнучкого гвинтового конвеєра при проточуванні та використанні їх в якості робочого органу;

- виведено аналітичні залежності для визначення стійкості в процесі обточування і профілювання гвинтових секцій робочих органів;

- виведено аналітичні залежності для визначення втрат продуктивності ГГК залежно від профілю секцій в поздовжньому перерізі;

- вперше розроблено динамічну модель технологічного процесу проточування й профілювання секцій РО ГГК із врахуванням варіантів навантаження, режимів роботи жорсткості секцій;

- виведено регресійні залежності для визначення сил різання для проточування секцій РО ГГК при їх профілюванні.

Практичне значення одержаних результатів. Експериментально підтверджено теоретичні залежності для визначення сили різання для проточування й профілювання секцій ГГК з метою підвищення надійності та довговічності роботи ГГК.

Розроблено удосконалену конструкцію секційних ГГК, технологію їх виготовлення та інструменти для вимірювання конструктивних і технологічних параметрів секцій конвеєрів. Розроблено програму для верстату з ЧПК для профілювання секцій ГГК на токарних верстатах

відповідних моделей.

Конструкцію робочих органів ГГК відпрацьовано на технологічність. Розроблено, досліджено та обґрунтовано високопродуктивні способи виготовлення секцій робочих органів ГГК і їх профілювання та випробування, які передані підприємствам для реалізації на виробництві та впроваджено в навчальний процес підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за напрямком 06.0902 «Інженерна механіка» для викладання дисциплін «Технологія машинобудування», «Сучасні технології в машинобудуванні», «Надійність і довговічність машин». Технічну новизну розроблень захищено 10 деклараційними патентами України на винаходи.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні, технологічні та експериментальні дослідження за темою дисертації виконано автором самостійно. У працях, опублікованих у співавторстві [5–13], здобувачем виведено аналітичні залежності для забезпечення жорсткості секцій ГГК для проточування й профілювання, визначено режими різання, побудовано динамічну модель технологічного процесу проточування, розраховано конструктивні параметри технологічного оснащення, проведено комплекс експериментальних досліджень [2,6,13]. Здобувачем також запропоновано елементи конструкцій технологічного оснащення, різальних та вимірювальних інструментів [5–20].

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались та обговорювались на науково-технічних семінарах і конференціях: у Тернопільському державному технічному університеті імені І.Пулюя “ Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- та приладобудуванні “ (Тернопіль, 2005–2007), на міжнародних науково-технічних конференціях Житомирського технологічного університету (Житомир, 2005-2007), Луцького державного технічного університету (Луцьк, 2006–2007), Кіровоградського національного технічного університету (Кіровоград, 2007), Харківського національного технічного університету сільського господарства (Харків, 2006–2007), Донбаської машинобудівної академії (Донецьк, 2006). Робота доповідалась й отримала позитивні відгуки на розширеному засіданні науково-технічного семінару Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя та Луцького державного технічного університету.

Публікації. Основні положення та результати дисертації опубліковані у 22 друкованих працях(5 з них самостійні), із них – 12 статей у фахових виданнях та 10 деклараційних патентах на винаходи.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, 5 розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації 229 сторінок, в тому числі 78 рисунків, 19 таблиць, список використаних літературних джерел з 112 найменувань та 15 додатків на 39 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації – 149 сторінок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Секційні робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів, характерні конструктивні та технологічні особливості, область їх використання, технічні вимоги й норми точності

Механізми із гвинтовими робочими органами отримали широке застосування у всіх галузях народного господарства завдяки високій продуктивності праці, відносній простоті конструкції, зручності в експлуатації, що дає змогу використовувати їх як у дискретних технологічних схемах, так і у складі високопродуктивних автоматичних ліній. Вони відносяться до екологічно чистого виду транспорту.

Секційні робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів (РО ГГК) – це прості, високопродуктивні механізми, які використовують для транспортування сипких матеріалів: піску, цементу, сипких матеріалів у різних галузях народного господарства, а також зерна, мінеральних добрив, у сільськогосподарському виробництві та інших галузях народного господарства. Простота виготовлення, висока мобільність, надійність в роботі ще більше розширюють область їх використання. Такі механізми використовуються не лише для переміщення вантажів по горизонтальних, нахилених і вертикальних магістралях, але можуть перевантажувати сипкі матеріали по складних магістралях з мінімальним радіусом кривини $R_k = 1000$ мм. Довжина магістралі може досягати 20000 мм і більше з продуктивністю до 20 т/год і більше.

Пошук оптимальної схеми РО ГГК для транспортування сипких матеріалів на криволінійних магістралях привів до створення цілої гами нових робочих органів, котрі відрізняються як конструктивною різноманітністю, технологією їх виготовлення, так і функціональним

призначенням.

Відомі конструкції РО ГГК за способом завантаження матеріалу можна поділити на одно- та двомагістральні. В одномагістральних секційних гнучких гвинтових конвеєрів (СГГК) завантаження сипких матеріалів, як правило, здійснюються бункерним способом, а за такої схеми перевантаження привід розташовується в зоні бункера. Однак, існують конструкції РО СГГК, у яких завантаження здійснюється шляхом захоплення матеріалу відкритою спіраллю, яка за допомогою різноманітних насадок вводиться в купу сипкого матеріалу. Привід, в цьому випадку, встановлюють в зону вивантаження продукту, а для підвищення маневрування робочих органів застосовують двомагістральні РО ГГК, в яких привід та перевантажувальний патрубок виконують як один технологічний вузол. Принципову схему двомагістрального секційного ГГК зображено на рис.1.1. Він складається із завантажувального 5 та розвантажувального 1 гнучких кожухів, в яких розташовують смугові спіралі 2. Обертання робочих органів забезпечується електродвигуном від привідних валів 3 і 6 за допомогою механічних передач. Ділянки спіралей, які жорстко закріплено на привідних валах і розташовані в перевантажувальному патрубку 4.

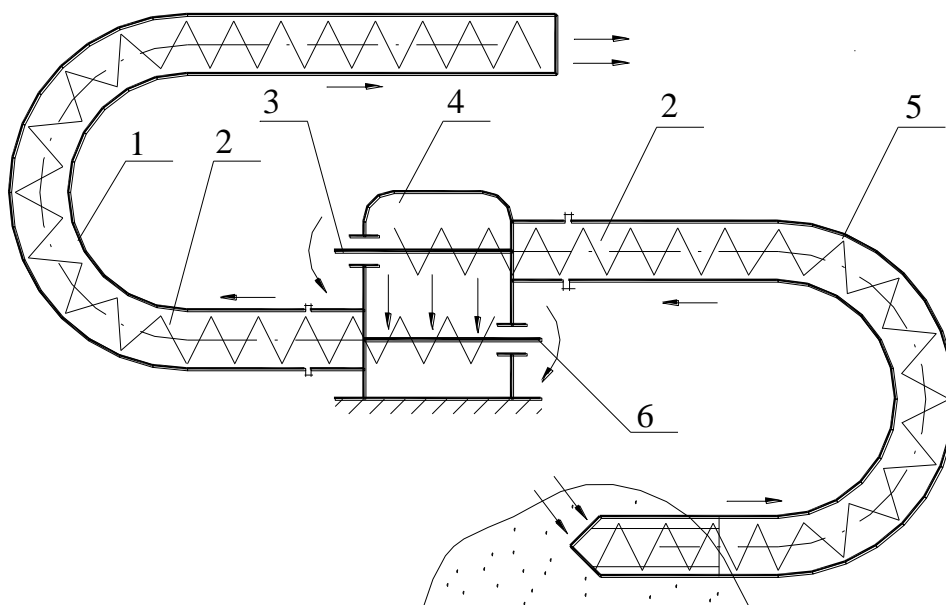


Рис.1.1. Принципова схема двомагістрального гвинтового перевантажувального механізму

В процесі роботи сипкий матеріал захоплюється витками спіралі завантажувальної магістралі й переміщується в гнучкому кожусі в зону перевантажувального патрубку, звідки під дією власної ваги потрапляє на витки вивантажувальної магістралі 1 та транспортується в зону призначення. Серед відомих схем секційних РО ГГК розглянута компоновка є найбільш вдалою з точки зору розташування приводу та зони пересипання сипкого матеріалу з однієї магістралі в іншу. Однак, на основі відомих досліджень [21,22,23], смугові спіралі характеризуються низьким ресурсом роботи та надійністю, оскільки на криволінійних трасах транспортування робочий орган знаходиться під дією постійних знакозмінних згинальних циклічних навантажень, що призводить до втоми матеріалу робочого органу та його пошкодження.

Результатами експериментальних досліджень [21,22] встановлено, що ресурс роботи суцільних гвинтових робочих органів, які виконано із стрічкових спіралей та працюють на криволінійних магістралях з локальним радіусом кривини, менше 1000 мм, не перевищує 40 год роботи [51].

Одним з напрямків вирішення досліджуваної проблеми є застосування секційних гвинтових робочих органів.

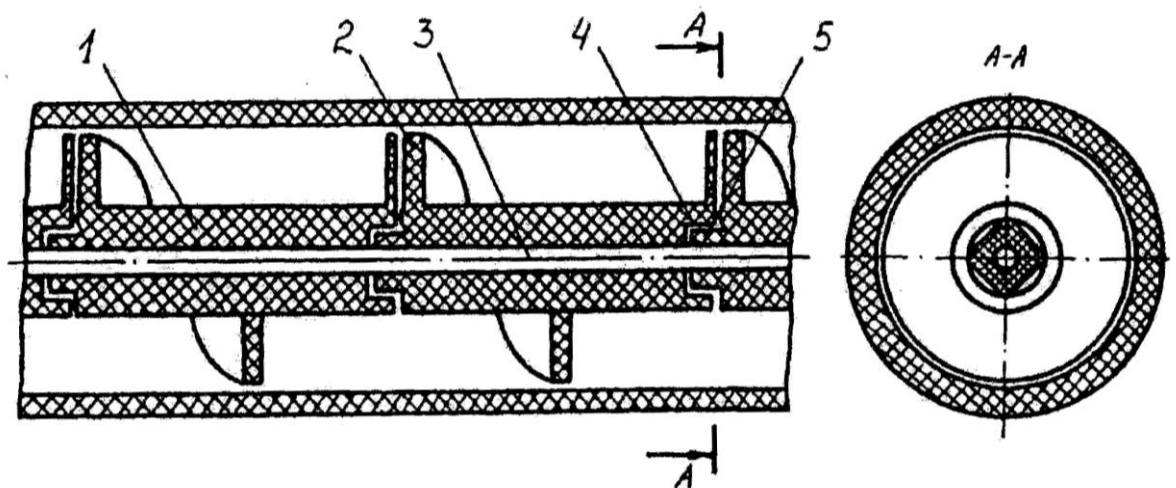


Рис. 1.2. Гвинтовий перевантажувальний механізм з секційним гнучким валом

Так, на рис.1.2. представлено робочий орган секційного ГГК (А.с.

СРСР №1719285), несучі гвинтові елементи якого виконано у вигляді пластмасових втулок 1 із зовнішнім гвинтовим ребром 2, розташованих на центральному тросі 3. Передача крутного моменту здійснюється за рахунок торцевих фігурних гнізд 4 та виступів 5 сусідніх втулок. Конструкція розглянутого робочого органу по своїй суті визначає напрямок вирішення проблеми, однак, є недосконалою, оскільки в процесі роботи постійно змінюються площі контакту вузлів передачі моменту, що викликає значні коливання величини контактних напружень і, відповідно, інтенсивне зношування торцевих виступів і впадин.

На рис.1.3. наведено конструктивне виконання гнучкого валу у вигляді ланцюга 1, секції якого зв'язані фіксуючими кільцями 2 (А.с. СРСР №1384492 рис.1.3,а), скручених та шарнірно з'єднаних плоских пластин 3 (А.с. СРСР №11666408, рис.1.3,б).

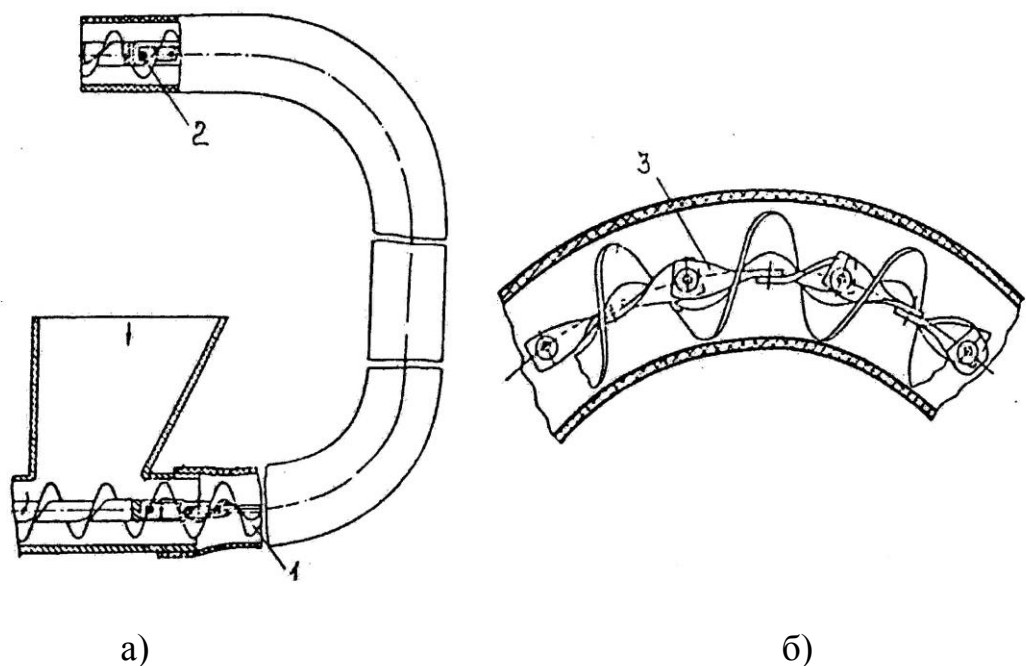


Рис.1.3. СГГК з секційними робочими органами

Ці конструкції не вирішують досліджуваної проблеми, в першу чергу за рахунок того, що плече передачі крутного моменту є мінімальним і відповідно зусилля є максимальними, а пари тертя характеризуються малими площами контакту.

Для перевантаження сипких матеріалів на значні відстані (10000 мм і більше) необхідно суттєво підвищувати крутильну жорсткість гвинтових робочих органів. Типовими представниками, які конструктивно вирішують поставлене завдання, є гнучкі смугові робочі органи з горизонтально-несучою і вертикально-технологічними спіралями, зображене на рис. 1.4 (а - А.с. № 1315369; б - А.с. № 1801886). Виконання гнучкого валу у вигляді двох різнонаправлених смугових пружинних спіралей (рис. 1.4, а) забезпечує їх взаємне стискування між собою, оскільки в процесі кручення діаметр зовнішньої спіралі зменшується, а внутрішньої - збільшується.

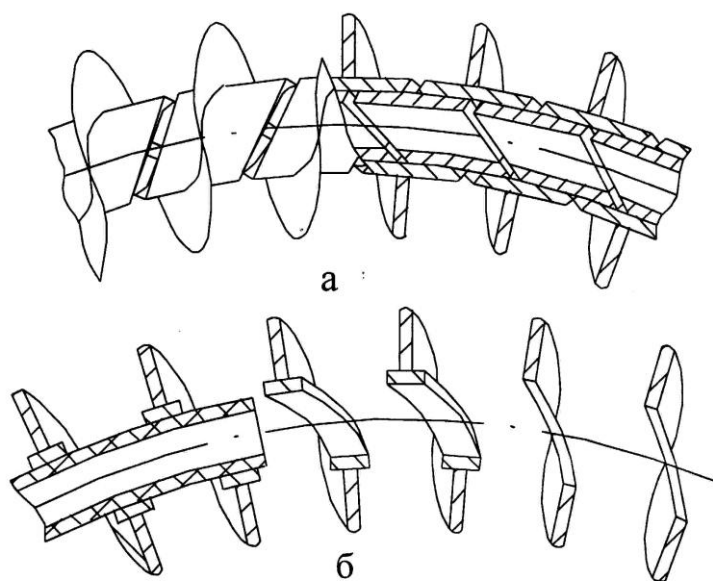


Рис. 1.4. Гнучкі робочі органи з горизонтально-несучою (а) і вертикально-технологічними (б) спіралями

Передавання крутного моменту в такому робочому органі здійснюється виключно за рахунок гнучкого валу. В іншому випадку (рис. 1.4 , б) функції внутрішньої спіралі виконує армований гумовий шланг, встановлений в зоні приводу робочого органу.

Вище розглянуті секційні гнучкі робочі органи ГГК за високої навантажувальної здатності й продуктивності мають обмежене маневрування, оскільки величина кутової пружної деформації в суттєвій мірі залежить від ширини смуги горизонтальних спіралей. Іншим важливим

недоліком є підвищене зношування поверхонь контакту горизонтальних спіралей, які постійно труться між собою під час роботи ГГК на криволінійних трасах. Представлені типи робочих органів можуть знайти застосування на довгих (більше 10000 мм) магістралях перевантаження за їх незначної кривини.

Варто відмітити, що виготовлення гнучких гвинтових спіралей довжиною 1000 мм і більше є досить працемістким процесом. Для їх навивання або прокатування застосовують низьковуглецеві сталі, які не піддають термічному обробленню для покращення їх фізико-механічних властивостей. Застосування хіміко-термічного оброблення витих спіралей на оправах довжиною 1,2-1,5 м в певній мірі підвищує її пружність, однак суттєвого покращення експлуатаційних параметрів цих робочих органів в процесі роботи на криволінійних трасах не спостерігається [23]. В той же час виготовлення смугових спіралей з пружинних високовуглецевих сталей (вміст вуглецю більше 0,5%) потребує виключно “гарячої” технології їх навивання, що можливо лише за умов спеціальних виробництв на високоточному та спеціальному устаткуванні, а це в свою чергу призведе до різкого підвищення собівартості продукції.

Тому, одним з напрямків вирішення технічного протиріччя між конструктивними вимогами та технологією виготовлення (конструктивно спіраль повинна виготовлятися з високовуглецевих сталей з вмістом вуглецю $C > 0,5\%$, а технологічно її виготовлення можливо зі сталей - $C < 0,15\%$) є розроблення гнучких робочих органів з набору секцій гвинтових робочих пелюстків і несучого еластичного валу.

На рис. 1.5 зображено такий секційний гнучкий гвинтовий робочий орган [14], який складається із виконаної заодно центральної втулки 1 і двозаходного сектору спіралі 3. На торцевих поверхнях центральних втулок на одному діаметрі виконано пари протилежно розташованих сферичних виступів 5 і впадин 6. Розташування сферичних виступів і впадин на різних торцевих поверхнях кожної з центральних втулок зміщене на 90° в коловому

напрямку, причому, глибина сферичних впадин менша за висоту “ r ” сферичних виступів на величину “ h ”. Центральні втулки розташовано на тросі 2 і підтиснуто одна до одної за допомогою механізму натягу.

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

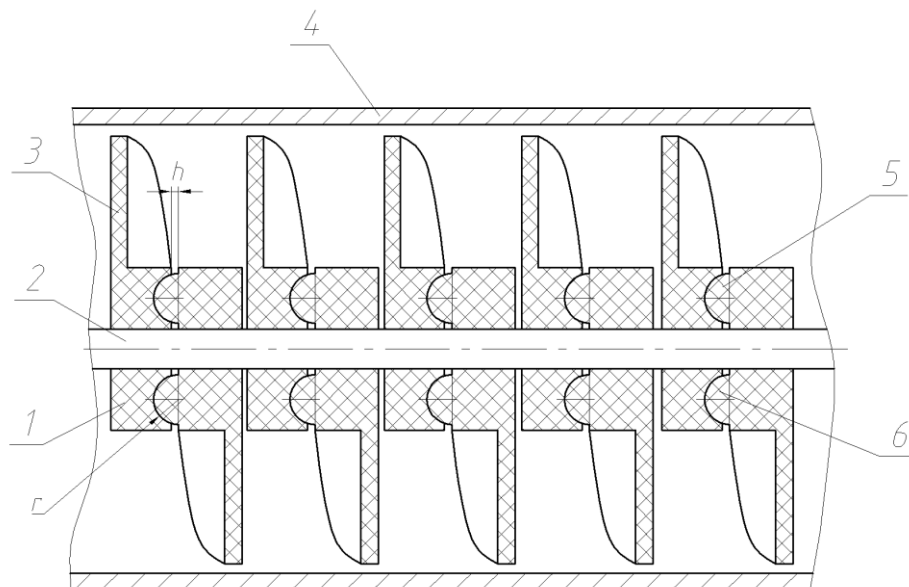


Рис. 1.5. Робочий орган модульного гвинтового агрегату

Також відомий робочий орган гвинтового конвеєра (рис.1.6) [18], який складається із окремих гвинтових секцій 3. Кожну секцію виконано у вигляді двох циліндричних втулок 10, з'єднаних між собою прутками 1, до яких кріпиться гвинтове ребро 2. У втулках однієї секції виконано наскрізні отвори 5, центральні осі яких розташовані взаємно перпендикулярно. В наскрізних отворах втулок встановлено антифрикційні фігурні втулки 6, між

торцевими поверхнями яких розташовано квадратний валець 7. В отворах антифрикційних втулок 8 і отворах вальця встановлено циліндричні пальці 9.

Під час обертання робочого органу крутний момент з вальця через пальці та антифрикційну фігурну втулку передається на кільця 10. Далі від циліндричних кілець крутний момент через гвинтове ребро 2 і прутки 1 передається на сусідню секцію.

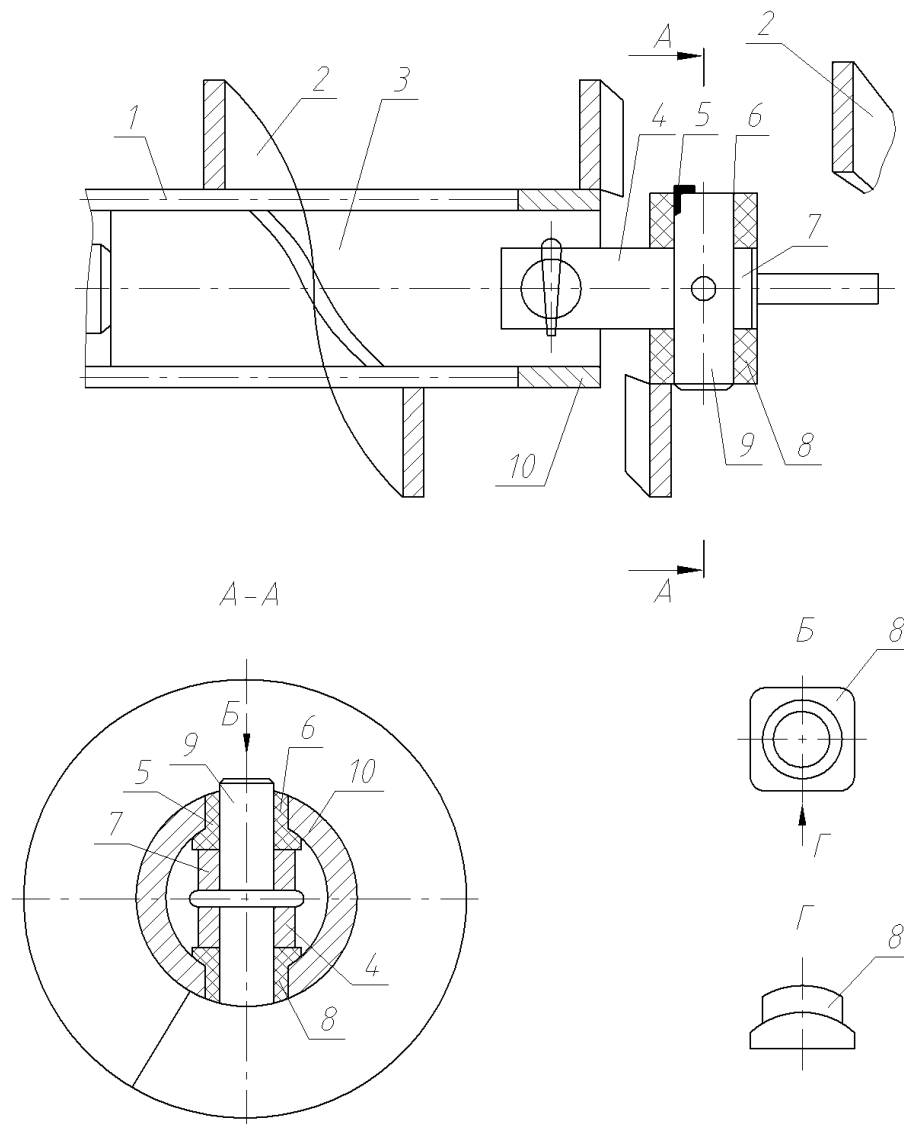


Рис.1.6. Робочий орган гвинтового конвеєра

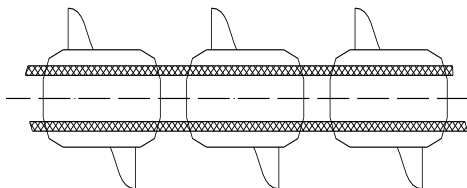
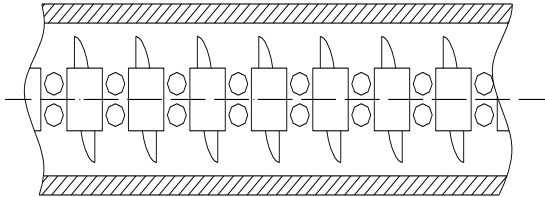
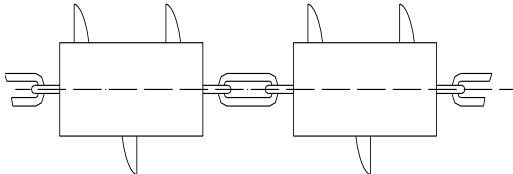
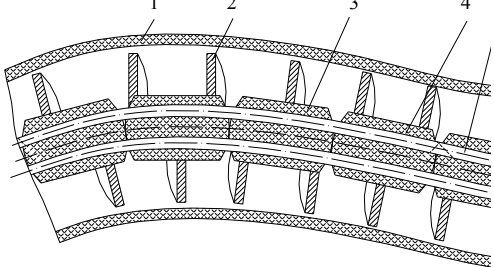
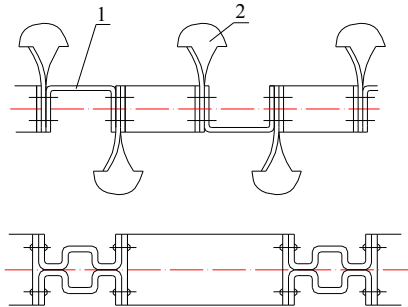
Антифрикційні втулки виготовляють з поліамідів, армованих скляним волокном, які ефективно працюють як підшипники ковзання в агресивних середовищах без змащування. Характеризуючись надійністю передачі крутного моменту, основним недоліком таких робочих органів є їх висока

погонна маса, що негативно впливає на ступінь пошкодження транспортованого матеріалу.

Основні конструкції гнучких робочих органів секційних гнучких гвинтових конвеєрів (СГГК) та їх недоліки наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Конструкторські особливості секційних гнучких гвинтових робочих органів СГГК

№ п/п	Гнучкий робочий орган	Конструктивна схема	Недоліки
1	2	3	4
1	Спіральний з несучим гнучким валом		Складність при ремонті та мала навантажувальна здатність
2	Секційний з пластмасовими втулками		Низька навантажувальна здатність
3	Секційний з ланцюговим з'єднанням		Низька навантажувальна здатність
4	Секційний з направляючими тросами		Низька навантажувальна здатність
5	Спіральний з П-подібними пластинами		Низький ресурс роботи, низька крутильна жорсткість

Одним із напрямків вирішення проблеми стійкості гвинтових спіралей в процесі роботи технологічних магістралей на малих радіусах кривини є формоутворення гвинтової робочої поверхні у вигляді окремих секцій, жорстко зв'язаних з гнучким валом, який може бути виконано суцільним із еластичного матеріалу або у вигляді окремих шарнірних секцій.

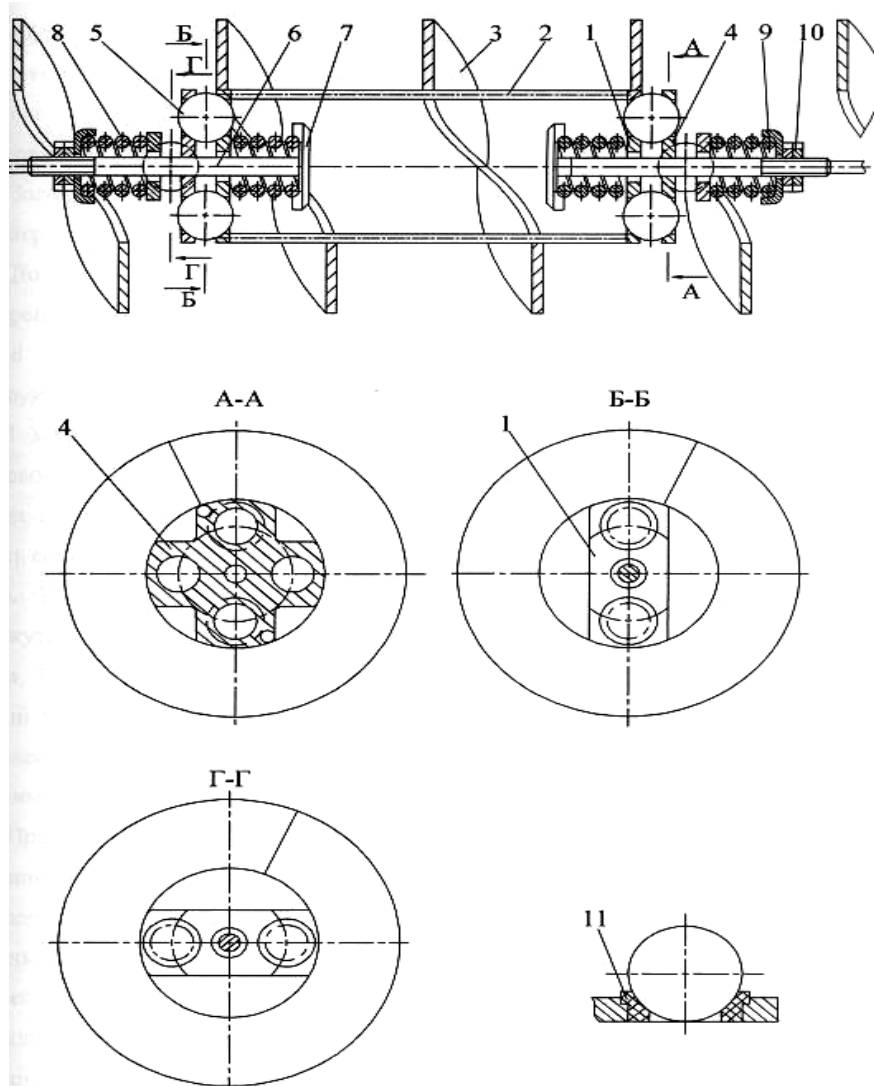


Рис. 1.7. Конструктивна схема робочого органу гвинтового конвеєра

Основними недоліками розглянутих конструкцій робочих органів є технологічна складність їх виготовлення, низька маневреність та низька надійність і довговічність на криволінійних трасах. Проблемним питанням залишається надійність приводних елементів, які від дії знакозмінних циклічних навантажень швидко руйнуватимуться.

Загальний вигляд секційного гнучкого гвинтового конвеєра [7]

зображено на рис.1.7, а його загальний вигляд - на рис. 1.8.

Він містить секції гвинтових спіралей, торцеві поверхні яких шарнірно з'єднані між собою за допомогою стяжних болтів з гайками. Кожну торцеву поверхню секції виконано у вигляді пластин 1 прямокутної форми, в яких діаметрально протилежно виконані отвори 4 під кульки 5. Пластини однієї секції розташовано взаємно перпендикулярно та з'єднано між собою за допомогою стержнів 2, до яких жорстко закріплено гвинтове ребро 3 секції підтиснуто одна з одною автономним пружним механізмом 6.

Працює робочий орган гнучкого конвеєра наступним чином. Під час його обертання в гнучкому кожусі гвинтове ребро захоплює сипкий матеріал і транспортує його в зону вивантаження. За рахунок наявності шарнірних з'єднань виконаних у вигляді кулькових зачеплень, сусідні секції гвинтових спіралей можуть повертатися одна відносно іншої в двох взаємно перпендикулярних напрямках, що дає змогу транспортувати матеріал на криволінійних трасах.

Взаємне розташування торцевих пластин однієї секції і з'єднання їх між собою за допомогою криволінійних стержнів дозволяє виключити необхідність застосування проміжних шарнірів, що спрощує конструкцію робочого органу.

Однак, недоліком такої конструкції є необмежена довжина гвинтової секції для забезпечення необхідної маневреності (мінімальний радіус кривини технологічної магістралі) робочого органу та відсутність відповідного профілю по зовнішньому діаметру, який би не здійснював скобління гумових рукавів у процесі експлуатації і підвищив термін роботи робочих органів і, особливо, гнучких гумових рукавів.

Розроблення конструкцій секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів забезпечує розширення сфери використання механізмів із гвинтовими пристроями, завдяки чому вони набувають все ширшого застосування у різних галузях народного господарства. Їх номенклатура та

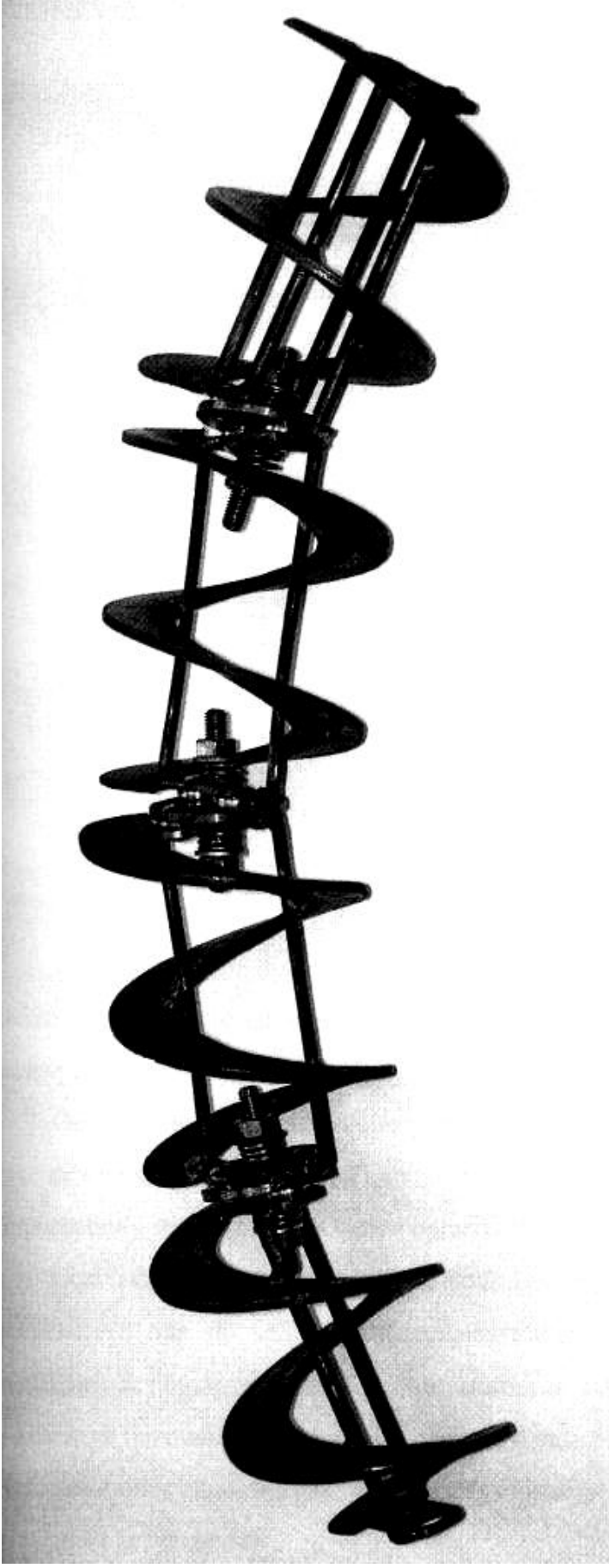


Рис. 1.8. Загальний вигляд секційного робочого органу [77]

конструктивні особливості визначаються специфікою технологічних процесів, в яких вони використовуються, та багатьма іншими умовами.

Припуски на механічне оброблення за внутрішнім діаметром 0,3-0,5 мм, за зовнішнім 0,4-0,6 мм.

Точність розмірів деталей РО ГГК як за внутрішнім, так і за зовнішнім діаметром відповідає 8-12 квалітетам, для чистового точіння відхилення геометричної форми із зовнішнім діаметром 80-200 мм не повинно перевищувати 0,1-0,3 мм, а параметри шорсткості на цих поверхнях досягають $R_z=10-20$ мкм.

Оброблення секцій РО ГГК за внутрішнім і зовнішнім діаметрами відноситься до складних технологічних операцій, а існуючі методи оброблення не забезпечують в повній мірі параметрів якості.

З урахуванням різноманітності конструкцій, функціонального призначення та специфіки роботи механізмів із гвинтовими пристроями, вибір матеріалів для виготовлення гвинтових елементів секцій ГГК широкий. Основні вимоги до матеріалів гвинтових заготовок такі: пластичність у виготовленні, міцність на кручення та згин, добре припрацювання, опір корозії й спрацьовуванню, пружність, незначна деформація під час термооброблювання.

Гвинтові заготовки секційні РО ГГК виготовляють із легованих конструкційних сталей, алюмінієвих і мідних сплавів та інших матеріалів. Для тих, які виготовляють зварними або у вигляді спіралей, використовують сталі марок Ст 3, 08 кп, 10 кп. У разі необхідності робочі поверхні піддають хромуванню, нікелюванню та нанесенню інших гальванічних покриттів, часто застосовують технологічні методи підвищення твердості гвинтової стрічки за зовнішнім діаметром.

Технічні вимоги до секційних РО ГГК:

1. Основні технічні вимоги згідно ДСТУ 2705-93.
2. Квалітети за зовнішніми та внутрішніми діаметрами - 8-12.
3. Відносне співвідношення ширини спіралі до її товщини $b' = 10-20$.

4. Зміна товщини смуги по ширині - 0,05-0,1 мм.
5. Ширина не катаної зони для прокатування $e=2,4-2,8$ мм, а для навивання $e'=10-15$ мм.
6. Максимальна ширина смуги – 100 мм.
7. На поверхні РО ГГК не допускається наявність тріщин і задирів.
8. Твердість гартованих заготовок (для подрібнювачів) - HRC42.
9. Невказані граничні відхилення - $IT \frac{16}{2}$.

В результаті літературного огляду встановлено, що секції гнучких гвинтових конвеєрів виготовляють за 8-12 квалітетами точності, а шорсткість знаходиться в межах $Rz=10 - 20$ мкм.

Таким чином, з проведеного огляду відомих конструкцій робочих органів можна зробити наступний висновок. Для підвищення надійності виконання процесу перевантаження, транспортування й перемішування сипких матеріалів ГГК, для розроблення та дослідження їх робочих органів встановлено доцільність:

- застосування секційного методу виготовлення робочих органів (для усунення знакозмінних циклічних навантажень);
- збільшення площі контакту між вузлами передачі крутного моменту, що дасть змогу зменшити внутрішні напруження;
- максимального зменшення зусилля в парах тертя за рахунок збільшення плеча передачі крутного моменту;
- конструктивного виконання секцій для забезпечення непошкодженості еластичного кожуха на криволінійних ділянках транспортування;
- з метою зменшення тертя пари робочий орган – гнучкий рукав секції РО ГГК повинні мати по зовнішньому діаметру бочкоподібну форму, щоб не послабити гумові рукави та не забруднювати транспортні матеріали гумовими відходами рукавів;
- розробити технологічні основи проектування прогресивних

технологічних процесів виготовлення секційних РО ГГК і відповідного технологічного оснащення, різальних і вимірювальних інструментів.

1.2. Аналіз результатів теоретичних досліджень параметрів секційних гнучких гвинтових конвеєрів

Теоретичні основи та методи визначення конструктивних, кінематичних, динамічних, технологічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик гвинтових робочих органів секційних РО ГГК викладено в багатьох сотнях літературних джерел.

У формування наукових основ теорії проектування гвинтових механізмів значний вклад внесли П.М. Василенко, А.М. Григор'єв, Х. Герман, О.О. Омельченко, Р.Л. Зенков, Г.В. Корнєєв, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, В.Д. Ткач, Б.М. Гутьяр, І.Е. Груздєв, М.К. Штуков, В.І. Янков, М.І. Акімов, В.Г. Мірзоєв, Ю.А. Авернів, Д. Мак – Келві, Г. Шенкель, Е. Бернард, Р.Я. Лешук та інші.

Безпосереднім розробленням та дослідженням гнучких ГГК і їх робочих органів, технології їх виготовлення займались П.А. Преображенський, К.Д. Вацагін, С.М. Михайлов, О.О. Труфанов, Х. Герман, А.М. Григор'єв, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік та інші.

Аналіз основних положень у проектуванні секційних РО ГГК свідчить про відсутність однозначного погляду різних авторів на зміст явищ, що спостерігаються під час роботи таких засобів механізації. В аналізі відомих досліджень особливу увагу звернуто на ті літературні джерела, які висвітлюють питання вибору параметрів робочих органів і процесів транспортування зернових, гранульованих мінеральних добрив та інших матеріалів, оскільки проблема пошкодження сипких вантажів на теперішній час залишається відкритою.

Сучасне проектування гвинтових перевантажувальних механізмів

проводиться, переважно, з використанням практичних рекомендацій та емпіричних залежностей, що не в повній мірі відповідає поставленим вимогам [28]. Відсутні загальні моделі взаємодії продуктів транспортування гвинтовими робочими органами, оптимізаційні моделі гвинтових механізмів, обґрунтовані методики розрахунку на міцність, які б могли знайти застосування в інженерному проектуванні.

Питанням теоретичного обґрунтування процесу роботи гнучких гвинтових перевантажувальних механізмів, методик розрахунку їх базових параметрів, розроблення прогресивних конструкцій таких засобів механізованого транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах присвячено роботи П.А. Преображенського, С.М. Михайлова, К.Д. Вацагіна, Б.М. Гевка, Р.М. Рогатинського, О.О. Труфанова, Х. Германа та інші.

Перші дослідження гнучких гвинтових механізмів, робочим органом якого була пружина круглого поперечного перерізу, були проведені німецькими вченими на початку двадцятого століття і представлені в роботі Х. Германа [27].

Вирішення цих проблем стало можливим за рахунок використання смугових спіралей шнеків, технології виготовлення яких і створення на їх основі гнучких гвинтових конвеєрів присвячено ряд робіт акад. Гевка Б.М. [21-23,26]. В дисертаційній роботі Б.М. Гевка “Наукові основи розробки гвинтових транспоруючих механізмів сільськогосподарських машин” [21] розроблено наукові основи аналізу й синтезу гвинтових механізмів, виведено рівняння геометричних поверхонь робочих органів гнучкого шнекового конвеєра з дослідженням нелінійної задачі динаміки руху матеріальної точки з нестационарними зв’язками, а також встановлено кінетичні й динамічні параметри рухомого потоку сипкого вантажу. Автором вперше розроблено та експериментально досліджено моделі гнучких гвинтових конвеєрів. Встановлено, що продуктивність таких засобів механізації є постійною і не залежить від зміни висоти піднімання вантажу та радіуса кривини, а швидкість, коефіцієнт зношування та інші параметри залежать від біжучого

кута нахилу траси.

Об'ємний розхід вантажу незалежно від положення траси в просторі є постійним по її довжині й теоретично визначається за залежністю [21]:

$$Q = \psi \varphi_0 \left(+ \sqrt{1 - \varphi_0} \right) \pi D_{ж}^3 \omega \frac{0.5 \pi D_{ж} P \left(+ \sqrt{1 - \varphi_0} \right) - \mu_1 P^2}{16 \left(\pi^2 + 0.2 \pi^2 D_{ж} \left(- \sqrt{1 - \varphi_0} \right) \right)}, \quad (1.1)$$

де ψ - коефіцієнт швидкості потоку, який враховує ступінь перекриття прохідного перерізу рівчака гнучкою спіраллю;

φ_0 - коефіцієнт завантаження на вході;

$D_{ж}$ - прохідний діаметр кожуха;

P - крок спіралі;

ω - частота обертання робочого органу;

μ_1 - коефіцієнт тертя матеріалу по гвинтовій поверхні спіралі.

В монографії Б.М.Гевка, Р.М.Рогатинського та інших “ Гвинтові подаючі механізми сільськогосподарських машин ” [22] наведено результати експериментальних досліджень робочих органів стрічкових гвинтових конвеєрів. Також представлено залежності зміни енергосилових параметрів від зміни параметрів транспортування.

Аналізуючи результати досліджень, можна встановити, що домінуючими факторами, які впливають на продуктивність і крутний момент на привідному валу є частота обертання робочого органу та діаметр прохідного перерізу кожуха. Збільшення висоти перевантаження впливає виключно на енергосилові параметри технологічного процесу. Однак, основним недоліком таких типів ГГК залишаються низька надійність, довговічність та навантажувальна здатність, а ресурс їх роботи на криволінійних трасах становить близько 40 год. [21].

В табл. 1.5 наведено технічні характеристики [53] деяких моделей закордонних СГГК.

Технічні характеристики деяких зарубіжних моделей СГГК

Модель	Q , т/ГОД	L , м	D_k , мм	D , мм	z	n , об/хв	N , кВт	$Q_{роз}$, т/ГОД	$N_{роз}$, кВт
“Nicos-belojanis” (Німеччина)	15	10	110	75	1	1000	2,2	15	1,7-2,4
“D. Martin” (Франція)	8	10	63,5	50	2	1400	1,25	7	0,9-1,2
“Record-Sails” (Швеція)	17	5,7	90	70	2	1400	2,2	17	1,4-2,0

В табл.1.5 позначення означають: z – число спіралей L – довжина перевантаження; D – зовнішній діаметр робочого органу; D_k – діаметр гнучкого кожуха; n – частота обертання робочого органу; Q – продуктивність;

N - потужність електродвигуна. А також подано розрахункові значення Q і N цих механізмів у випадку транспортування матеріалів з $\rho = 1$ т/м³.

Дані таблиці 1.5 підтверджують близьке співпадання розрахункових і фактичних значень Q і N .

Підсумувавши вище сказане, можна зробити висновок, що ряд питань вибору конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів частково вирішені, але вони здебільшого стосуються суцільних гвинтових робочих органів. Питання надійності секційних робочих органів на даний час є не повністю вирішеними, що є основним фактором, який стримує їх широке застосування в народному господарстві.

Тому, підвищення надійності РО ГГК технологічними методами є актуальною задачею і має важливе народногосподарське значення.

1.3. Аналіз технологічних процесів виготовлення секцій гнучких гвинтових конвеєрів

Особливості формоутворення гвинтових заготовок зумовлені передусім їх геометричною формою, а також точністю виготовлення. Найпростіше гвинтову поверхню можна одержати розрізуванням кільцевої заготовки шляхом осьового розтягу на заданий крок, в результаті чого бічні ділянки кільця стискаються, а центральні - розтягуються. Практично приймають, що в процесі розтягування гвинтової стрічки з кільця співвідношення довжини зовнішнього ребра спіралі до внутрішнього не змінюється [21].

Відомо багато методів виготовлення гвинтових заготовок. Відрізняються вони послідовністю та кількістю операцій, які включають формоутворення спіралі, їх зварювання між собою; а також умовами розтягування витків на заданий крок (в штампі, на спеціальних пристроях тощо). Але всі вони мають ряд недоліків - значний розхід матеріалу на операції вирубування кілець, неточність параметрів одержуваних спіралей, висока працемісткість процесів виготовлення, значні виробничі затрати. Крім того, якість зварної спіралі шнека нижча, ніж суцільної гвинтової поверхні, яку одержати традиційними методами формоутворення досить складно.

Тому більш технологічними є методи, за яких формоутворення спіралей здійснюється із стрічкової заготовки, довжина якої забезпечує одержання однієї або кількох спіралей. Основна складність вказаних методів полягає у тому, що заготовці необхідно надати різну ступінь деформації. При цьому коефіцієнт ψ характеризує нерівномірність витягування стрічки по зовнішньому та внутрішньому ребрах спіралі [40]:

$$\psi = (r + B) / r = \pi D_c / (\pi d_c), \quad (1.2)$$

де r - радіус спіралі по внутрішньому ребру;

B – ширина стрічки;

D_c і d_c - відповідно зовнішній та внутрішній діаметри спіралі.

Оскільки в сучасному виробництві використовують високопродуктивні гвинтові спіралі з великими зовнішніми й малими внутрішніми діаметрами та відповідно високим коефіцієнтом нерівномірності витягування, то виробництво таких спіралей зі стрічкової заготовки можливо лише з високопластичних матеріалів.

Основні методи формоутворення гвинтових деталей з стрічкової заготовки поділяються на дві групи: методи прокатування та методи навивання на оправу.

Виготовлення спіралей методами прокатування характеризується достатньою продуктивністю, проте містить ряд суттєвих недоліків: складність одержання гвинтових заготовок із невеликим розмірами внутрішнього діаметра, значні відхилення конструктивних параметрів стрічок, висока енергомісткість процесів виготовлення, складність устаткування.

Серед методів навивання відомі наступні: навивання спіралі на оправу з щільно навитими витками, навивання спіралі на оправу заданого кроку, навивання стрічки на оправу з неперервним її сходом з робочої зони.

Розрізняють такі способи навивання стрічки на оправу: перервний (на оправу навивають гвинтову стрічку довжиною однієї спіралі) та неперервний (на оправу навивають спіраль, довжина якої відповідає довжині заготовки або можливо устаткування). Неперервний передбачає відрізування виробів на задану довжину в процесі навивання.

Штамп для виготовлення гвинтових секційних ГГК містить матрицю 1 та пуансон 2, які мають гелікоїдну робочу поверхню, ножі 3 і 4 з поздовжніми пазами на різальному ребрі для утворення заусенців, які утримують під час профілювання заготовку, колону 5 і противіджим 6. Кільцеву заготовку насаджують на колону 5. Під час руху траверси преса вниз заготовка розрізується по радіусу ножами 3 і 4. В процесі подальшого

руху траверси преса вниз матрицею 1 та пуансоном 2 здійснюється профілювання кільцевої заготовки (формування гвинтової поверхні витка шнека). При цьому заусенці не дозволяють заготовці зміщуватись, тим самим зберігаючи правильну форму по внутрішньому та зовнішньому діаметрах витка шнеку. Після зняття витка шнека з колони 5 проводиться обрізування заусенців.

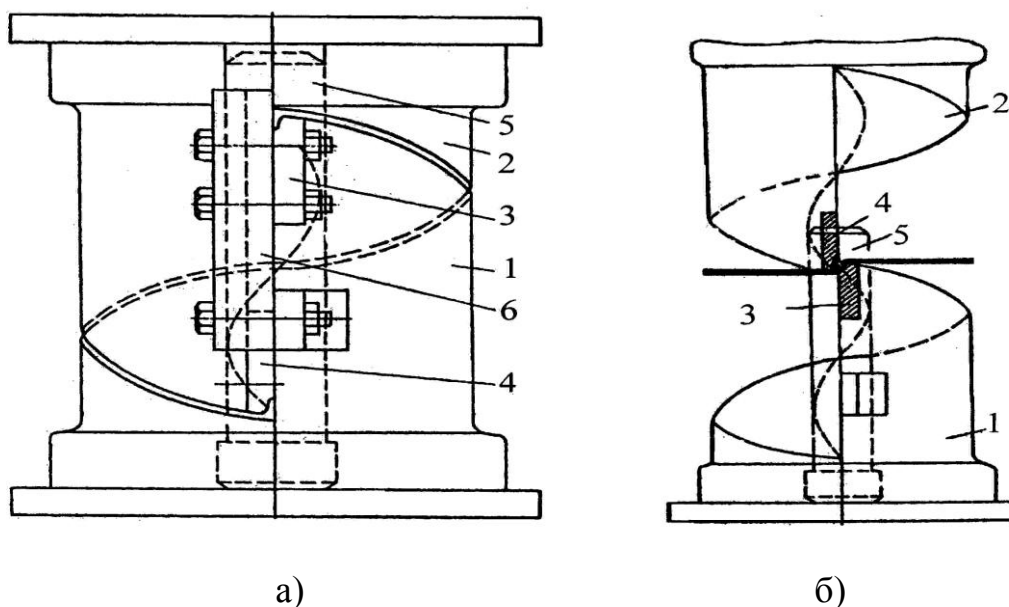


Рис.1.9. Штамп для профілювання гвинтових заготовок:

- а) розтягнутий виток шнека після штампування;
- б) штамп в початковий момент роботи

Завдяки тому, що заготовка в процесі профілювання не зміщується, зовнішній та внутрішній діаметри шнека не спотворюються, що дозволяє зменшити розхід матеріалу за рахунок зменшення зовнішнього діаметру кільцевої заготовки й виключення наступного механічног оброблення по діаметру витка.

Інший варіант профілювання витків шнеків із кільцевих заготовок показано на рис.1.14 [106]. В процесі профілювання гвинтової заготовки проходить вирубування кільцевих заготовок, їх розрізування по радіусу, розтягування в спіраль із наступним зварюванням одне з одним і з валом.

Його перевага полягає в тому, що одночасно з розрізуванням заготовок по радіусу розводяться їх кінці один відносно іншого за напрямком, перпендикулярним площині кільцевої заготовки заданого кроку, а розтягування в спіраль здійснюється після зварювання заготовок між собою. При цьому кільцеві заготовки спочатку зварюють одна з одною, а потім розтягують на заданий крок, так як під час зварювання вже готових розтягнутих на крок заготовок крок гвинтової спіралі спотворюється.

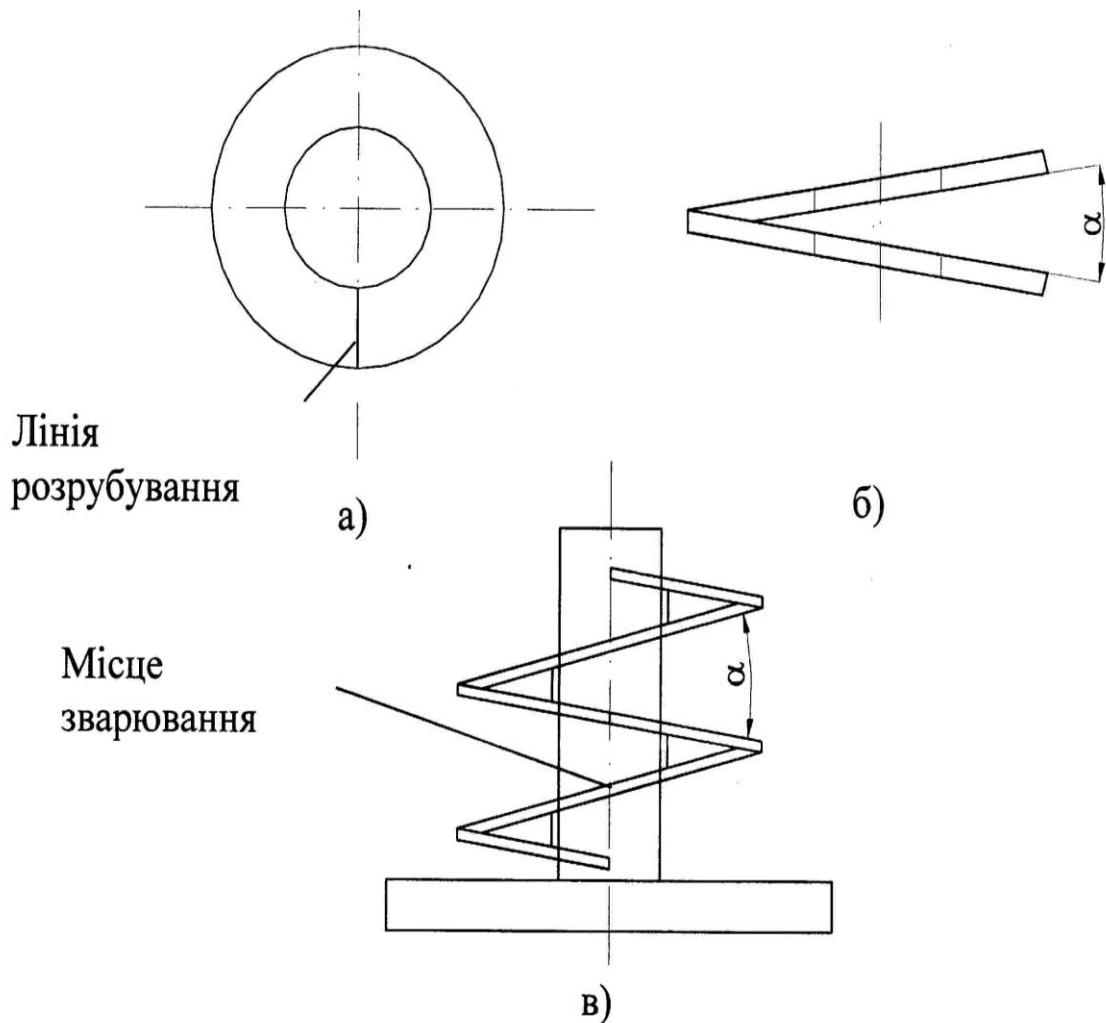


Рис.1.11.Схема профілювання гвинтової заготовки:

а) кільцева заготовка; б) заготовка з відігнутими кінцями;

в) зварені заготовки на валі

де: α – крок спіралі

Розміри кільцевих заготовок визначаються за наступними залежностями:

$$D_0 = d_0 + (D - d);$$

$$d_0 = \frac{(D - d)\sqrt{P^2 + (\pi d)^2}}{\sqrt{P^2 + (\pi D)^2} - \sqrt{P^2 + (\pi d)^2}}; \quad (1.3)$$

$$\beta = \frac{360 \left[d_0 - \sqrt{P^2 + (\pi d)^2} \right]}{\pi d_0},$$

де D_0 – зовнішній діаметр, заготовки;

d_0 – внутрішній діаметр заготовки;

D – зовнішній діаметр спіралі;

d – внутрішній діаметр спіралі;

P – крок спіралі;

β – кут вирізування плоскої заготовки.

Основою процесів профілювання деталей машин методами пластичного деформування служить теорія оброблення металів тиском, на якій ґрунтуються загальні принципи раціональної побудови та аналізу досліджуваних у даній роботі технологічних процесів. Вона базується на теорії пластичної деформації, яка теоретично й експериментально досліджує механізми формозміни металів, встановлює впливи різноманітних факторів на процеси деформування.

З урахуванням різноманітності конструкцій, технології їх виготовлення функціонального призначення та специфіки роботи механізмів із гвинтовими пристроями, вибір матеріалів для їх виготовлення широкий. Основні вимоги до матеріалів гвинтових заготовок такі: пластичність, міцність на кручення та згин, добре припрацювання, опір корозії й спрацьовуванню, пружність, незначна деформація під час термооброблювання.

Гвинтові заготовки виготовляють із легованих конструкційних сталей, чавуну, пластичних мас та інших матеріалів. У шнеках, які одержують зварними, спіралі виконано зі сталей марок 08 кп, 10 кп, 65Г, Ст3. У разі необхідності робочі поверхні піддають хромуванню, нікелюванню та нанесенню інших гальванічних покриттів. Застосовують також технологічні

методи підвищення твердості гвинтової стрічки по зовнішньому діаметру.

Гвинтові й кільцеві деталі механізмів переробної та інших галузей промисловості одержують із матеріалів високої корозійної стійкості. Цим властивостям відповідають сплави заліза з вмістом хрому 12-20%, нікелю 1,5-11%, молібдену до 3%, інколи вуглецю й титану (0,1-0,5%). Для виготовлення гвинтових заготовок доцільно використовувати матеріали марок 12X18H9T, 12X18H12T, 12X25X16Г7AP з коефіцієнтом відносного видовження $\delta_s=40\%$, високопластичні сталі 08 кп і 10 кп відповідно з $\delta_s=33\%$.

В результаті аналізу методів формоутворення гвинтових заготовок встановлено великий розрив в сторону заниження можливостей матеріалів як за граничними деформаціями, так і за коефіцієнтом використання матеріалу та по можливості наближення до максимальної продуктивності, якості оброблення, підвищення надійності та довговічності.

1.4. Вібрування системи в процесі оброблення секцій гнучких гвинтових конвеєрів

Оскільки основними операціями оброблення нежорстких секційних РО ГГК є токарні та шліфувальні, тобто, операції зв'язані з обертанням деталі в процесі оброблення, то вони супроводжуються вібраціями, які виникають в системі верстат- пристрій- деталь- інструмент [50, 103, 104]. В реальних умовах вібрації представляють собою додаткові відносні рухи у просторі оброблюваної деталі, інструменту та всіх інших складових системи верстат-пристрій-інструмент-деталь (ВПД). У процесі оброблення секцій РО ГГК на перший план виходять вимушені вібрації, які створюються динамічною неврівноваженістю підсистеми пристрій – деталь. Внаслідок того, що всі деталі системи взаємозв'язані, то зміна якої - не будь окремої ланки одразу відбивається на характері коливання всіх інших її ланок. У процесі токарного

та шліфувального оброблення нежорстких РО ГГК вимушені вібрування системи збуджуються наступними основними причинами:

- несиметричністю та дисбалансом конструкції пристрою, який сам не може бути врівноваженим без закріпленої у ньому деталі;
- дисбалансним характером конструкції РО ГГК відносно геометричної осі обертання і недостатньою жорсткістю секції;
- зміною маси деталі в процесі оброблення одного її кінця і переустановлення для оброблення іншого;
- похибкою базування і центрування РО ГГК, в результаті чого вникають перекося геометричних осей у секцій, як правило, переходить на один із кінців деталі, наслідком чого є циклічна змінна нормальній складовій сили різання.

Колова частота вимушених коливань ω_B [5, 65] дорівнює або кратна частоті збуджувальної сили. Інтенсивність вимушених коливань, яка характеризується їх амплітудою A_B , залежить від відношення частот власних і вимушених коливань. Якщо частота вимушених коливань ω_B дорівнює частоті власних коливань ω_C і $\omega_B/\omega_C=1$, настає резонанс, коли амплітуда вимушених коливань A_B максимальна. В реальних системах найсуттєвіше значення амплітуди вимушених коливань має місце у випадку, коли частота вимушених коливань близька, але дещо менша частоті власних коливань системи при цьому зазвичай дотримується умова $0,7 > \omega_B/\omega_C > 0,3$. Для виведення системи зі стану, близького до резонансного та виконання цієї умови часто буває достатньо змінити частоту обертання заготовки. Балансування такої системи необхідно проводити в комплекті пристрій-деталь поза верстатом, у більшості випадків це неможливо, оскільки силовою замикальною ланкою системи базування деталі для токарного та шліфувального оброблення є центр задньої бабки верстату.

Технологічна система - це нежорстка пружна система, деформації, яка в процесі оброблення зумовлює виникнення систематичних і випадкових

похибок розмірів та геометричної форми оброблених поверхонь. Разом із тим, ця технологічна система є замкнутою динамічною системою, здатною до виникнення та підтримування вібрацій, які зумовлюють похибки форми оброблених поверхонь і підвищують їх шорсткість. У своїх роботах І.С. Амосов показав, що в процесі виникнення коливань в процесі точіння центр оброблюваного вала та вершина різця здійснюють рухи за криволінійними траєкторіями, наближеними до еліпсів, найбільші осі яких розвернуті один відносно одного (відповідно до відмінності спрямування головних осей жорсткості передньої та задньої бабок і супорта верстату).

За наявності вібрувань сила різання стає змінною та її миттєве значення, визначається за формулою [65]:

$$P_y^{\text{дин}} = P_y - ry + \Delta P_y, \quad (1.4)$$

де $r = \frac{P_y}{s}$ може розкладатися як постійний коефіцієнт;

$P_y = C_{p_y} s^{x_p} t^{y_p} HB^n$ - нормальна складова сили різання в умовах рівноваги системи (без вібрування) ;

C_{p_y} - коефіцієнт, який залежить від оброблюваності матеріалу та геометрії різця;

s – подача, мм/об;

t – глибина різання, мм;

x_p, y_p – показники степені.

Отже, специфіка токарного та шліфувального оброблень нежорстких РО ГГК полягає в тому, що технологічні операції супроводжуються наявністю вимушених вібрацій, які створюються підсистемою пристрій-деталь і які ніколи до кінця не вдається усунути. Сам процес врівноваження підсистем пристрій-деталь-виконується, як правило, на верстаті після закріплення деталі та ввімкнення обертів шпинделя шляхом встановлення відповідних вантажів-противаг до корпусу пристрою у передбаченому місці їх кріплення. Неврівноваженість контролюється рукою токаря чи

шліфувальника по відчутті вібрування верстату з доведенням його до мінімальної величини. Причому, ця методика є лише наближеною, побудованою на високій кваліфікації робітника та його інтуїції і не може забезпечити повного балансування неврівноважених мас.

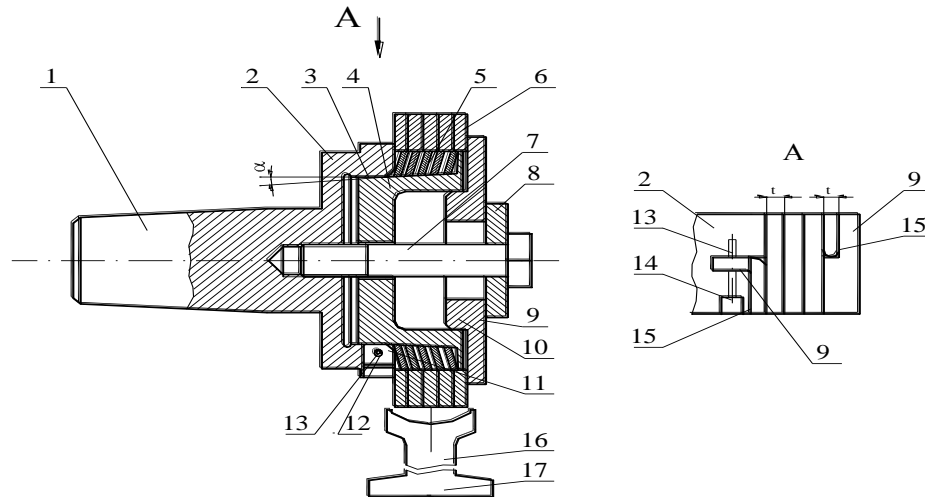


Рис.1.12. Принципова схема оправи для профілювання гвинтових заготовок

Недоліком представленої оправи для профілювання РО ГГК є те, що при її калібрування зменшується точність і відбувається спотворення профілю. Тому секції доцільно профілювати в зібраному стані із заданим кроком.



Рис.1.13. Загальний вигляд схеми для профілювання гвинтових заготовок

У зв'язку з цим, процес оброблення нежорстких РО ГГК часто проходить із режимами різання, далекими від оптимальних і часто обернено пропорційних величині дисбалансу підсистеми пристрій-деталь.

1.5. Аналіз результатів проточування й профілювання нежорстких секцій гнучких гвинтових конвеєрів

Для підвищення точності нежорстких секційних РО ГГК із конусними й еліпсними гвинтовими нежорсткими елементами необхідно забезпечити високу точність виготовлення витків спіралі.

Відхилення від неточності виготовлення витків секцій РО ГГК є наслідком впливу ряду факторів, до яких належать неоднорідність матеріалу вихідної стрічки, з якої навивають спіраль, неоднакова шорсткість країв стрічки, коливання сил притискування стрічки в процесі навивання тощо. Для виявлення закономірностей виникнення цих похибок можна використати метод математичної статистики [86], на підставі і якого встановлено, що 99,7 % всіх оброблюваних деталей перебувають у інтервалі абсциси $x = \pm 3\sigma$,

де σ - середньоквадратичне відхилення сумарних похибок; це свідчить, що відхилення дійсних розмірів від середнього розміру майже всіх виготовлених деталей знаходиться в межах від $+3\sigma$ до -3σ , тобто, абсолютна величина відхилень дорівнює 6σ . Виявлення та сумування похибок за параметрами відхилення форми - складний процес. Для визначення сумарної дисперсії нехтують складовими, які на порядок менші найбільшій дисперсії. Тобто, якщо $\sigma_1 \geq 3\sigma_2$, то приймають $\sigma = \sigma_1$. Нехтування меншим σ_1 призводить до відносної похибки у визначенні σ до 5,5%, що для ймовірнісних розрахунків повністю допустимо, і тоді, якщо врахувати лише одне відхилення, яке переважає, наприклад, відхилення, пов'язане з похибкою попереднього переходу оброблення, тобто операції навивання

витка РО ГГК, то можна застосувати коефіцієнт уточнення. Тоді справджується співвідношення:

$$C = k_{ym} C_1 \quad (1.5)$$

де- C і C_1 - відповідно середні значення сумарного й початкового відхилення; k_{ym} - коефіцієнт уточнення.

Користуючись співвідношенням (1.5) визначено три способи підвищення точності виготовлення нежорстких СГГК:

- зменшення коефіцієнта уточнення k_{ym} , тобто, вибір оптимальних режимів оброблення;
- підвищення точності оброблення на попередньому переході, тобто, використання високоточного спорядження;
- застосування систем із зворотнім зв'язком, тобто, компенсація зміцнень формотворних елементів спорядження шляхом силових і кінематичних впливів.

Розглянемо перший спосіб підвищення точності СГГК. Відомі методи виготовлення секційних РО ГГК [12,15] дають змогу одержувати діаметральні розміри, що відповідають допускам за 8-12 квалітетами точності та кроку з граничною похибкою ± 1 мм. Підвищити точність за кроком можливо калібруванням витків роликівими калібрами. За діаметром точність підвищується проточуванням країв витків. Підібравши оптимальні методи, режими виготовлення нежорстких РО ГГК і максимальні режими її оброблення, можна реалізувати перший крок для підвищення їх точності.

Як відомо [28], значення швидкості різання під час проточування циліндричних РО ГГК знаходиться в межах 250- 400 м/хв, із зниженням якої процес проточування порушується й зовнішня гвинтова поверхня деформується.

Дослідженнями обточування конусних гвинтових поверхонь встановлено, що раціональні швидкості різання знаходяться в діапазоні

250-400 м/хв. Проточування секційних РО ГГК можливе на верстатах з ЧПК із регулюванням швидкості різання в процесі робочого ходу або за копірами чи широкими призматичними різцями.

За експериментальними даними на ЕОМ виведено апроксимаційні залежності для визначення режимів різання в процесі проточування зовнішнього діаметра секції РО ГГК [13].

Глибини різання t призначається залежно від вимог точності розмірів і шорсткості обробленої поверхні: для виготовлення РО ГГК за 8-12 квалітетами точності з шорсткістю поверхонь $R_z=10-20$ мкм глибина різання $t=0,4-1,5$ мм. Залежно від товщини краю витка максимальна глибина різання становить

$$t=2 \text{ мм.}$$

Подачу S визначають залежно від параметрів шорсткості Ra і товщини краю витка h за формулою [28]:

$$S = 0,018Ra^{1,5} r_p^{0,5} V^{0,28} h^{0,5} (10 + \gamma)^{0,2}, \quad (1.6)$$

де r_p - радіус біля вершини різця;

V - швидкість різання;

γ - передній кут різання.

Швидкість різання V визначається за формулою [28]:

$$V = \frac{280}{T^{0,2} S^{0,2} t^{0,15}} K_\epsilon K_\phi K_M, \quad (1.7)$$

де T - стійкість різця;

K_ϵ - коефіцієнт, що враховує товщину крайки витка СГГК;

K_ϕ - коефіцієнт, що враховує форму різця, $K_\phi=1$ для $r=2$ мм;

K_M - коефіцієнт, що враховує матеріал НГД, $K_M=350/\sigma_B$;

σ_B - допустиме напруження.

Значення сили різання визначається за формулою [26]:

$$P_z = 3500 \cdot V^{-0,18} S^{0,95} 0,2h \cdot K_{напр} \cdot K_{спр}, \quad (1.8)$$

де $K_{напр}$ - коефіцієнт, що залежить від напрямку гвинтової лінії витка НГД;

$K_{напр} = 1,1$ - для проточування у напрямку гвинтової лінії;

$K_{напр} = 0,9$ - проти напрямку гвинтової лінії;

$K_{спр}$ - коефіцієнт, що враховує спрацювання різця, $K_{спр} = 0,8-1$.

Для підвищення точності еліпсних гвинтових поверхонь застосовують їх проточування, розточування або шліфування [26,28].

У зв'язку з цим у роботі необхідно вирішити такі задачі:

- провести аналіз існуючих технологічних процесів виготовлення СГГК і запропонувати прогресивні технологічні процеси їх виготовлення;

- розробити динамічну модель процесу розточування внутрішнього діаметра СГГК із дослідженням технологічних параметрів;

- розробити математичну модель процесу формоутворення СГГК із профілюванням зовнішньої крайки та на її основі спроектувати прогресивні технологічні процеси їх виготовлення;

- розробити технологічний процес виготовлення гвинтових гайок;

- спроектувати та виготовити функціонально здатні зразки технологічного спорядження, різальний та вимірювальний інструмент;

- експериментально дослідити вплив конструктивних параметрів і процесу формоутворення й розточування СГГК на якісні показники виготовлення гвинтових деталей машин з навивних заготовок;

- розробити методику інженерного проектування основних параметрів технологічного процесу виготовлення гвинтових деталей з СГГК.

1.6. Висновки та задачі дослідження

1. На підставі аналізу літературних джерел і патентного пошуку конструкцій та технологій оброблення секційних робочих органів гвинтових конвеєрів встановлено, що вони піддаються конструктивному та технологічному вдосконаленню в процесі їх відпрацювання на технологічність на основі технологічних і механіко-математичних методів їх

моделювання з виведенням аналітичних залежностей для визначення конструктивних і технологічних параметрів.

2. В процесі теоретичних і експериментальних досліджень встановити величини деформації та зусиль, які виникають у кожній із виділених частин ланки секцій РО ГГК в процесі точіння й профілювання, визначити величину загального крутного моменту, що діє на секцію із врахуванням наявності кількості стержнів і їх параметрів. Встановити, як впливають зміни піднімання середньої лінії витка шнека на значення напружень у ньому, а також, як впливає кількість і параметри стяжних болтів на загальну жорсткість секцій РО ГГК.

3. Вивести систему рівнянь для визначення жорсткості секцій РО ГГК в процесі проточування й профілювання, величину прогину стержнів секції від дії сили різання, кута нахилу поперечного перерізу стержнів в точці дії навантаження і кута закручування секції. Встановити раціональні довжини секцій РО ГГК та інші їх параметри, дослідити вплив збільшення кількості стержнів і їх параметри на крутильну жорсткість.

4. На основі теорії розмірних ланцюгів провести розмірний аналіз секцій робочих органів ГГК на основі рівнянь номінальних розмірів із визначенням параметрів проміжних і замикальної ланок розмірного ланцюга та величини їх допусків, що є визначальним для забезпечення необхідної точності секцій і розроблення технологічного спорядження для їх виготовлення. Провести розмірний аналіз кулькового шарнірного з'єднання секцій РО ГГК із рекомендацією фінішних операцій механічного оброблення і складання. На основі розрахунку розмірного ланцюга скласти рівняння номінальних розмірів з двома взаємно перпендикулярними фіксуєчими елементами, визначити параметри проміжних і замикальної ланок, величини їх допусків. Залежно від цих параметрів рекомендувати фінішні операції механічного оброблення для виготовлення з'єднувальних елементів секцій гнучкого шнека.

5. На основі проведеного аналізу технологічних процесів виготовлення робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів і приладів для замірів конструктивних параметрів встановлено, що на практиці та в літературних джерелах цим питанням приділялося мало уваги, питання є актуальними і їх необхідно вирішувати, так як ГГК є досить поширеними в ГТТС машин і механізмах різного службового призначення: засоби механізації в машинобудуванні й металообробленні, харчовій й переробних промисловостях, сільському господарстві, вугільній промисловості тощо.

6. Загальна характеристика наукової проблеми показала, що ряд питань технологічного забезпечення СГГК вимагає подальшого розроблення й дослідження. Це питання теоретичного обґрунтування конструктивних і технологічних параметрів виготовлення СГГК і їх складання, розроблення динамічної моделі технологічного процесу обточування секцій гіперболічних шнеків і проведення комплексу експериментальних досліджень.

7. Підлягають дослідженню питання інтенсивного характеру, що мають принципово важливе значення з точки зору концепції створення високопродуктивного технологічного оснащення, яке базується на збільшенні продуктивності праці складання й оброблення нежорстких секцій робочих органів ГГК. Крім цього, необхідно розробити комплекс вимірювальних інструментів для заміру конструктивних параметрів гвинтових елементів і програму на ЧПК для оброблення секцій гвинтових конвеєрів з необхідним профілем.

8. Встановити кількісні та якісні взаємозв'язки параметрів точності з технологічними факторами механічного оброблення, провести розмірний аналіз удосконаленої конструкції СГГК з визначенням розмірів проміжних і замикальної ланок і їх допусків. В результаті відпрацювання на технологічність конструкції секцій ГГК і профілювання за радіусом збільшується ресурс їх роботи в 4-5 разів за даними [51], а надійність і довговічність гвинтового рукава збільшується на 65-70%.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙНИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

2.1. Технологічні основи проточування й профілювання секцій гнучких гвинтових конвеєрів

Для транспортування сипких і в'язких матеріалів на криволінійних трасах запропоновано конструкцію секційного гвинтового конвеєра, операційний ескіз секції якого зображено на рис. 2.1.

Секції ГГК відносяться до нежорстких деталей, тому, з точки зору відпрацювання їх на технологічність, необхідним є розрахунок на міцність, жорсткість, надійність і довговічність, як під час їх оброблення по зовнішньому діаметру на відповідних верстатах, а також в процесі переміщення різних матеріалів.

У проектуванні таких РО значний інтерес становить вибір оптимальних параметрів секції гнучкого шнекового конвеєра з огляду на зусилля та деформації останніх під дією крутного моменту, як в процесі точінні, так і під час експлуатації.

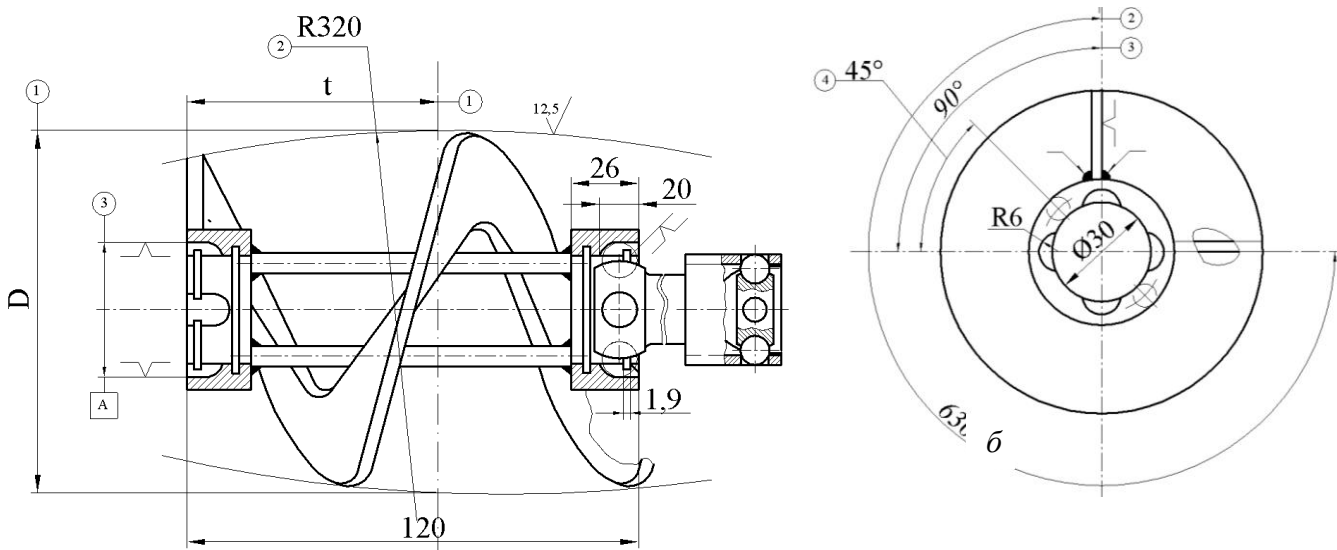


Рис. 2.1. Секції робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра

Розглянемо процес деформації однієї ланки шнекового конвеєра під час точіння й профілювання. Секція (рис. 2.1) складається із двох ступиць 1, з'єднаних витком гвинтової шнекової поверхні 2 та підсилених декількома стержнями 3 для забезпечення жорсткості та міцності ланки. Внаслідок лінійності малих деформацій ланки можна уявно розділити її на 2 частини - ланку лише із наявним витком шнека 2 і ланку лише із стержнями 3, прикріпленими до ступиць. Визначимо деформації та зусилля, які виникають у кожній із виділених частин ланки під час точіння, вважаючи, що кути повороту крайніх перерізів у обох випадках однакові. Малі деформації витка шнека можна розглядати у межах теорії гнучких стержнів [97].

При цьому кутова деформація (поворот) протилежних перерізів визначається за формулою:

$$\Delta\psi = \Delta\Omega_1 \sin \alpha + \frac{\Delta\Omega_3}{2 \cos \alpha}, \quad (2.1)$$

α - кут піднімання гвинтової лінії;

$\Delta\Omega_1$ - зміна кручення гвинтової поверхні шнека;

$\Delta\Omega_3$ - зміна кривини гвинтової поверхні шнека.

Ці параметри можна визначити за залежностями:

$$\Delta\Omega_1 = \frac{M_1 l_c}{GJ_p}; \quad \Delta\Omega_3 = \frac{M_3 l_c}{EJ_x}; \quad l_c = \frac{l}{\sin \alpha}, \quad (2.2)$$

де E, G - пружні сталі матеріалу шнекової стрічки або смуги;

J_x, J_p - відповідно осьовий та полярний моменти інерції перерізів шнекового полотна;

l_c - довжина середньої лінії витка шнека на довжині ланки;

M_1, M_3 – відповідно згинний момент гвинтової поверхні шнека і момент кривини гвинтової поверхні шнека.

Силкові величини у попередніх залежностях визначаються системою рівнянь:

$$\begin{aligned} M_1 &= PR_0 \cos \alpha + T \sin \alpha; \\ M_3 &= T \cos \alpha - PR_0 \sin \alpha, \end{aligned} \quad (2.3)$$

де T - крутний момент;

P - осьова сила;

R_0 – радіус середньої лінії спіралі шнека.

Внаслідок достатньої поздовжньої жорсткості ланки її поздовжньою деформацією ΔH_0 можна знехтувати, а тому [97]:

$$\Delta H_0 = R_0 \cos \alpha (\Delta \Omega_1 - \Delta \Omega_3 \operatorname{tg} \alpha) \approx 0. \quad (2.4)$$

Із (2.3) випливає:

$$\Delta \Omega_1 = \Delta \Omega_3 \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.5)$$

Підставимо величини із (2.3) у (2.1) і (2.5), після перетворень отримаємо залежність для визначення кута повороту протилежних перерізів (кутову деформацію шнека).

$$\Delta \psi = \frac{T \left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) l_c}{EJ_x \cos^2 \alpha + GJ_p \sin^2 \alpha}. \quad (2.6)$$

Величину крутного моменту визначають за формулою:

$$T = \frac{EJ_x \cos^2 \alpha + GJ_p \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) l_c} \Delta \psi, \quad (2.7)$$

а осьове зусилля, яке виникає внаслідок постійної довжини ланки та спричиняє стискування стержнів

$$P = \frac{T \sin \alpha \cos \alpha \left(\frac{1}{EJ_x} - \frac{1}{GJ_p} \right)}{\left(\frac{\cos^2 \alpha}{GJ_p} + \frac{\sin^2 \alpha}{EJ_x} \right) R_0}. \quad (2.8)$$

Подібним чином проведемо аналіз деформацій та зусиль, які виникають у ланці під час точіння, що має лише стержні при їх навантаженні.

Кожен із стержнів зазнає два види деформації - згину та кручення, відповідно, необхідно визначити зусилля в обох випадках.

Під час кручення кожен стержень деформується на певний кут $\Delta\psi$, той самий, на який повертається переріз.

Визначимо крутний момент, який діє на кожен стержень через відомий кут повороту перерізу $\Delta\psi$ [81]:

$$T_{c1} = \frac{GJ_{pc}}{l} \Delta\psi, \quad (2.9)$$

де J_{pc} - полярний момент інерції стержня, $J_{pc} = \frac{\pi d^4}{32}$.

Згин стержня описується дещо складніше, його можна розглядати як зацімлену з обох кінців балку, у якої один із кінців зміщений на певну відстань. Із аналізу літературних джерел [81] таку задачу можна звести до задачі деформації консолі половинної довжини за допомогою зосередженої сили Q

$$y = \frac{Q(l/2)^3}{3EJ_{xc}} = \frac{Ql^3}{24EJ_{xc}}. \quad (2.10)$$

Очевидно, внаслідок симетрії уявно відкинutoї частини стержня повний прогин стержня вдвічі більший.

Згинний момент у стержні набуває максимального значення у місці зацемлення й визначається за формулою:

$$M_c = \frac{Ql}{2}. \quad (2.11)$$

Внаслідок прогину стержня протилежні ступиці ланки повернуться на той же кут $\Delta\psi$, який визначиться за залежністю:

$$\Delta\psi = \frac{2y}{R}, \quad (2.12)$$

де R - радіус кола, яке проходить через центри перерізів стержнів, у місці прикріплення їх до ступиці, мм.

Відповідно крутний момент від згину стержнів для проточування дорівнює:

$$T_{c2} = QR. \quad (2.13)$$

Підставимо (2.10), (2.12) у (2.13), отримаємо:

$$T_{c2} = \frac{12EJ_{xc} R^2}{l^3} \Delta\psi. \quad (2.14)$$

Загальний крутний момент, що діє на секцію під час оброблення за зовнішнім діаметром дорівнює сумі виразів (2.7), (2.9) і (2.14) із врахуванням наявності n стержнів:

$$T_{\Sigma} = \left(\frac{EJ_x \cos^2 \alpha + GJ_p \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha\right) l_c} + \left(\frac{GJ_{pc}}{l} + \frac{12EJ_{xc} R^2}{l^3} \right) n \right) \Delta\psi. \quad (2.15)$$

Аналіз виведеної залежності дає можливість оцінити внесок кожної із складових зусилля на несучу здатність ланки в процесі точіння.

Визначивши із (2.15) значення кутової деформації та підставивши її відповідно у (2.7), (2.9) та (2.14), отримаємо величину крутного моменту, який сприймається кожною із частин ланки.

Проте, найважливішим, з точки зору міцності ланки, є визначення величини напружень у кожному з елементів, що сприймають навантаження.

Напруження згину у стержні діаметром d [81] дорівнює:

$$\sigma_c = \frac{M_c}{W_{xc}} = \frac{6EJ_{xc} R}{W_{xc} l^2} \Delta\psi = \frac{3EdR}{l^2} \Delta\psi. \quad (2.16)$$

Напруження кручення у стержні

$$\tau_c = \frac{T_{c1}}{W_{pc}} = \frac{GJ_{pc}}{W_{pc} l} \Delta\psi = \frac{Gd}{2l} \Delta\psi. \quad (2.17)$$

Напруження згину стрічки шнека [97]

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_x} = \frac{Eh^2 \cos^2 \alpha + G \left(r^2 + h^2 \right) \sin^2 \alpha}{\left(\sin^2 \alpha + 1 \right) lh} \sin \alpha \cos \alpha \Delta\psi \leq \sigma_{\text{доп}}. \quad (2.18)$$

Оцінку міцності стержня під час точіння можна здійснити за третім положенням теорії міцності [81]:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_c^2} \leq \bar{\sigma}_c \quad (2.19)$$

На рис. 2.2, 2.3 зображено залежність зусиль та відповідних напружень від довжини ланки під час точіння секції РО ГГК.

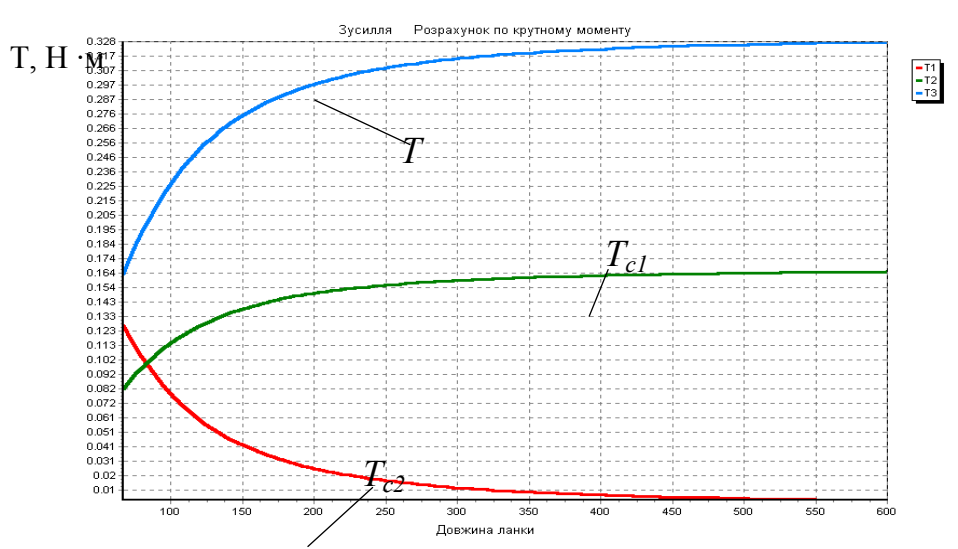


Рис. 2.2. Залежність складових крутного моменту від довжини ланки L , мм

Як видно з графіків, напруження згину прутка із збільшенням її довжини суттєво спадають, відповідно зростають зусилля у стрічці шнека та від кручення стержня.

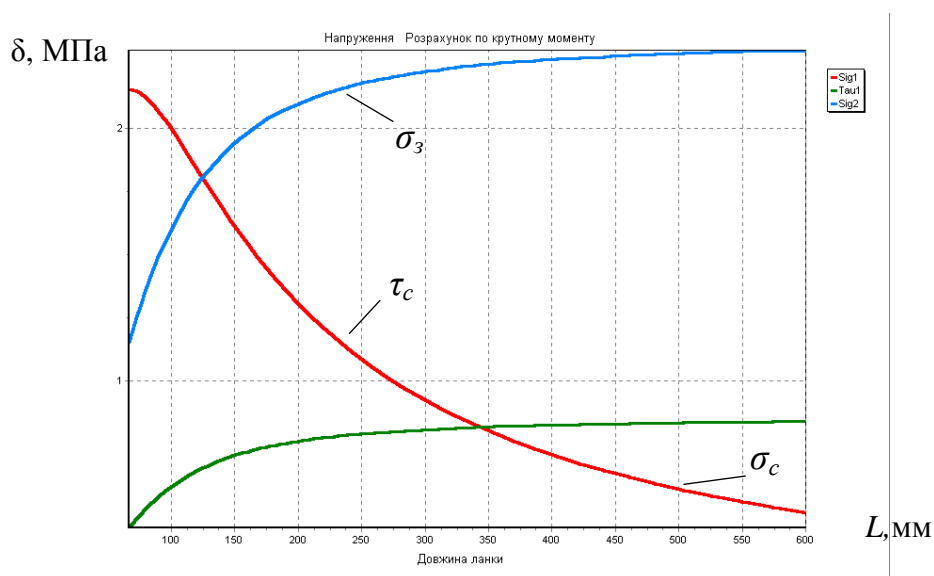


Рис. 2.4. Залежність напруження у ланці від її довжини

На рис. 2.4. зображено відповідні характеристики секції РО ГГК залежно від діаметра стержня з фіксованим перерізом смуги шнека в процесі точіння.

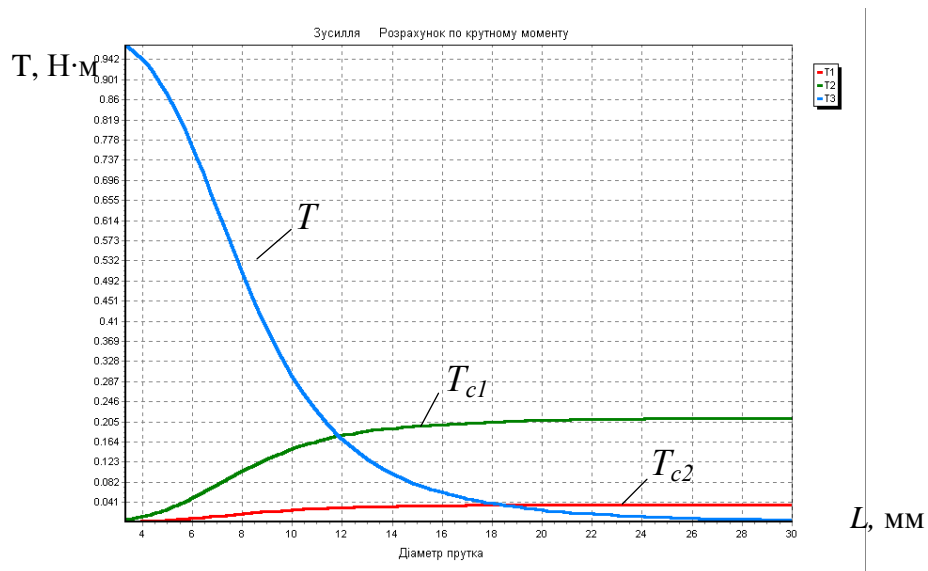


Рис. 2.5. Залежність складових крутного моменту від діаметра стержня

З графіків видно, що при малому діаметрі стержня все навантаження припадає на стрічку шнека.

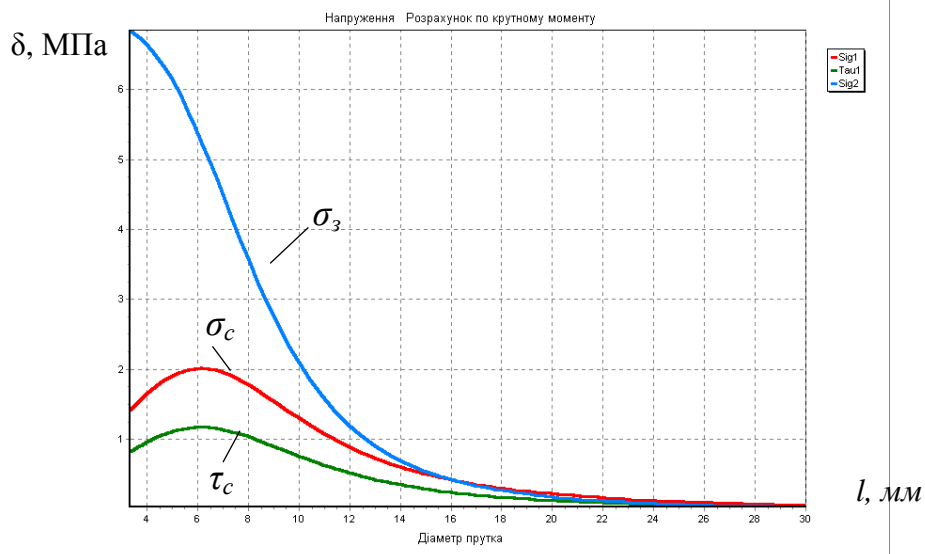


Рис. 2.6. Залежність напруження у ланці від діаметра стержня

Збільшення діаметра стержня суттєво знижує напруження у всіх елементах ланки і секції РО ГГК в процесі точіння.

На рис. 2.7,2.8 представлено залежності складових крутного моменту та напружень в смугі шнека секції РО ГГК в процесі точіння залежно від його товщини.

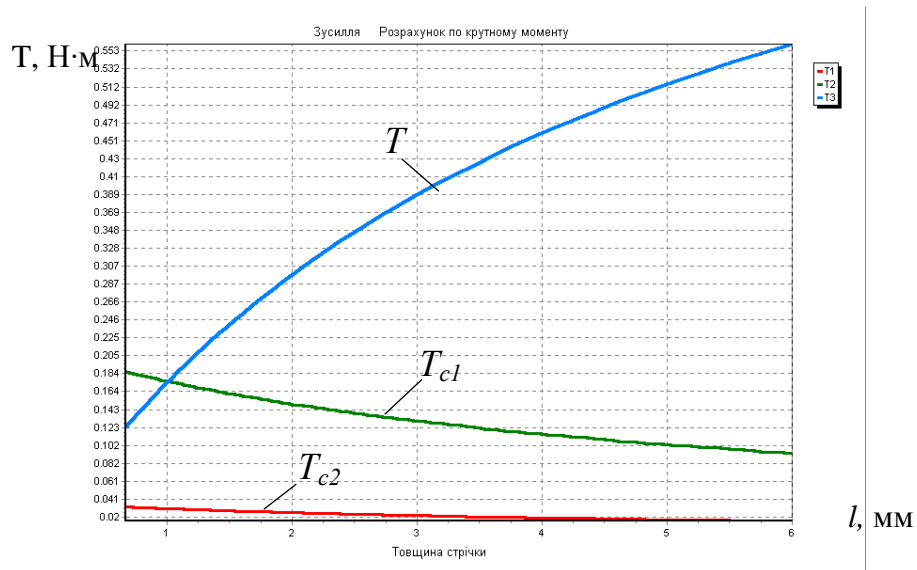


Рис. 2.7. Залежність складових крутного моменту від товщини смуги шнека

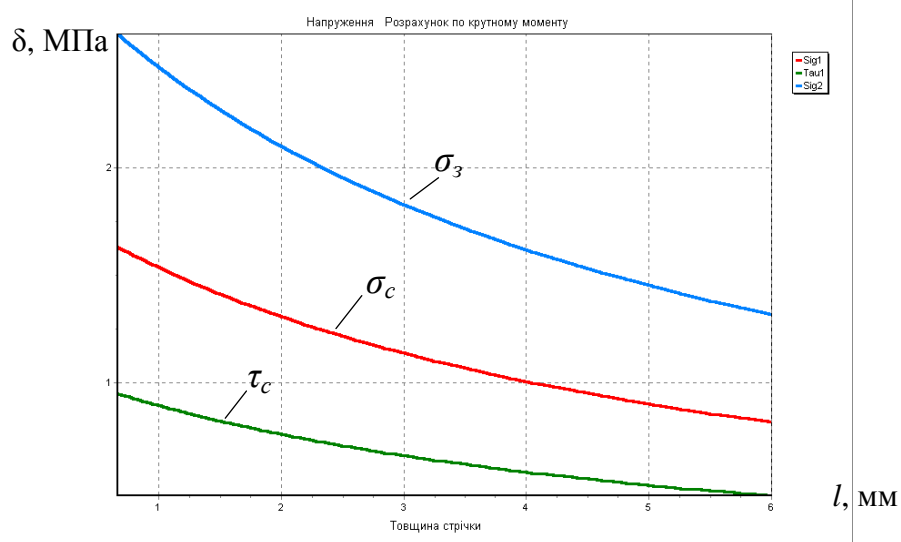


Рис. 2.8. Залежність напруження у ланці від товщини смуги шнека

Аналіз графіків 2.7, 2.8 свідчить, що із збільшенням товщини смуги більша частка крутного моменту припадає внаслідок зростання її жорсткості, проте, напруження у всіх елементах ланки спадають.

На рис 2.9,2.10 представлено залежності складових крутного моменту та напружень в процесі проточування секцій РО ГГК залежно від ширини смуги шнека.

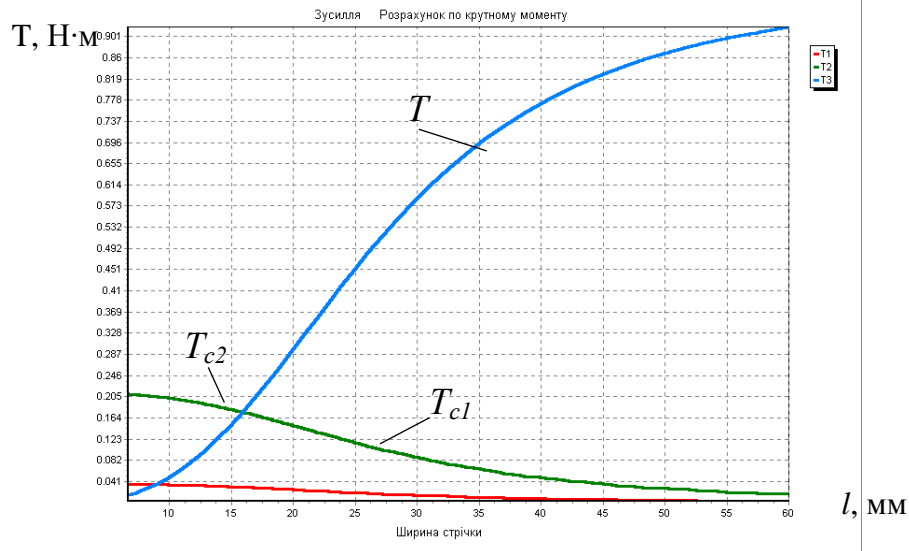


Рис. 2.9. Залежність складових крутного моменту від ширини смуги шнека

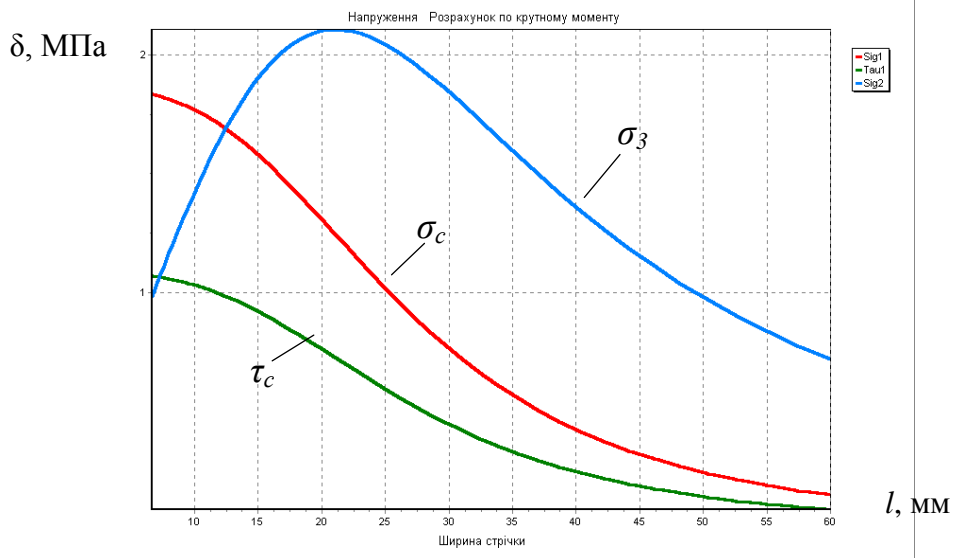


Рис. 2.10. Залежність напруження у ланці від ширини полотна шнека

Аналогічний розподіл зусиль спостерігається із збільшенням ширини смуги шнека внаслідок значного росту її жорсткості (рис. 2.9, 2.10). Пік напружень, які виникають у смузі під час точіння, пояснюється швидким перерозподілом навантаження із стержнів на смугу, а у подальшому напруження спадають до суттєво менших значень.

На рис. 2.11, 2.12 наведено залежності складових крутного моменту та напружень в ланці секції РО ГГК для проточування від радіуса установки стяжних стержнів.

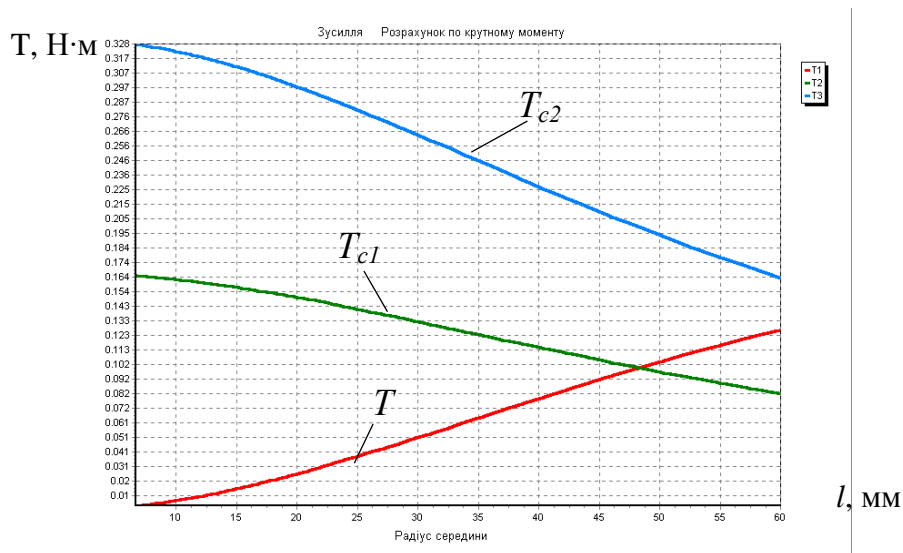


Рис. 2.11. Залежність складових крутного моменту від радіуса установки стяжних стержнів

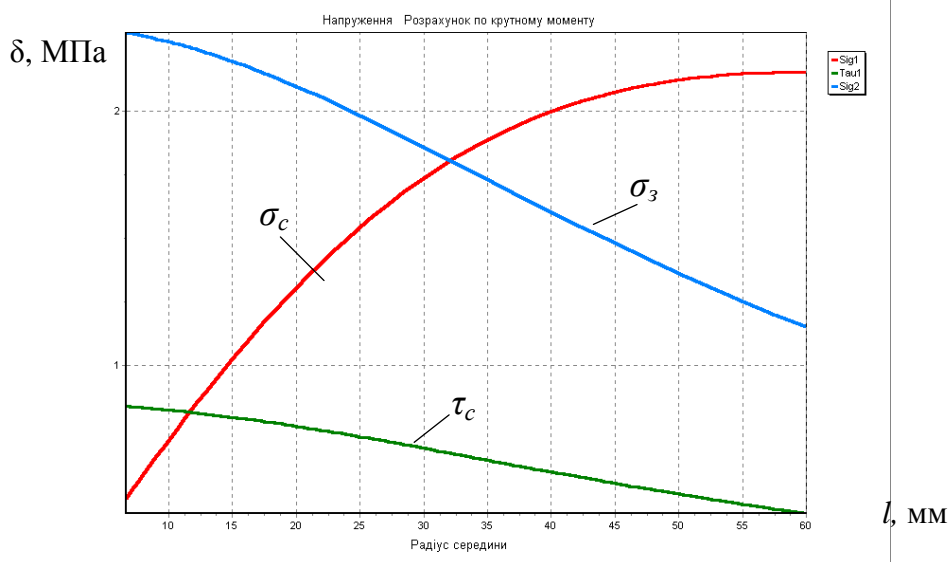


Рис. 2.12. Залежність напруження у ланці від радіуса установки стяжних стержнів

Збільшення радіуса установки стяжних стержнів (рис. 2.11, 2.12) в процесі точіння призводить до збільшення напружень у них за рахунок зменшення частини крутного моменту, який сприймається смугою шнека із незмінною його геометрією.

На рисунках 2.13, 2.14 наведено залежності складових крутного моменту і напружень в ланці секції РО ГГК від кута піднімання витка шнека.

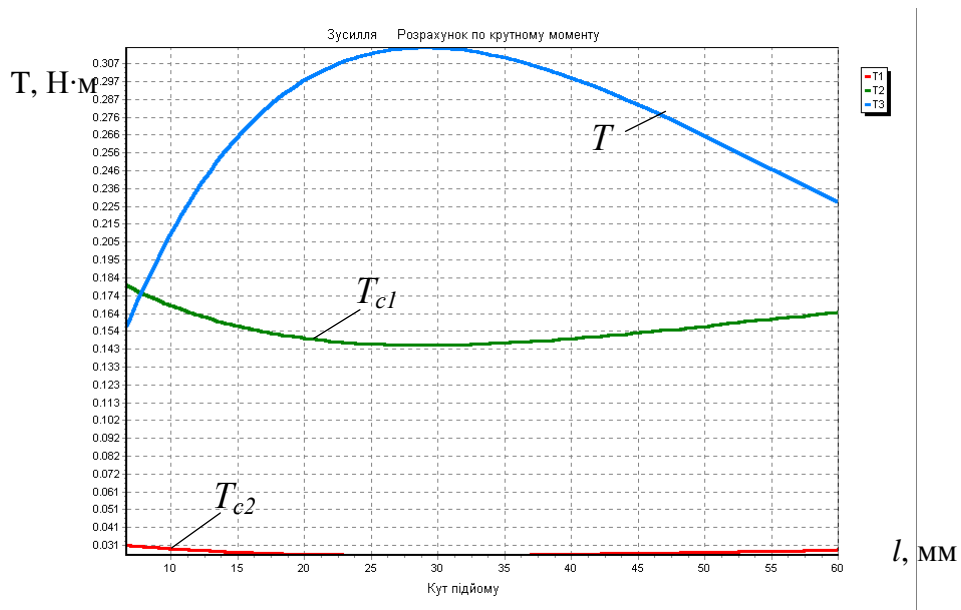


Рис. 2.13. Залежність складових крутного моменту від кута піднімання витка шнека

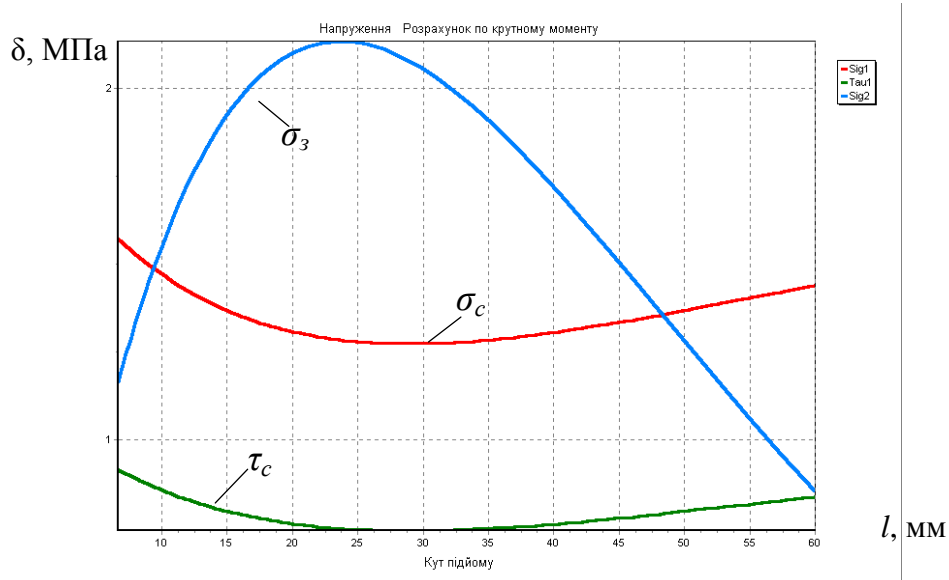


Рис. 2.14. Залежність напруження у ланці від кута піднімання витка шнека

Зміна кута піднімання середньої лінії витка шнека (рис. 2.13, 2.14) суттєво впливає на значення напружень смуги шнека, причому спостерігається максимум при куті 25° . Це пояснюється тим, що для малих кутів піднімання на довжині ланки розміщується достатньо велика кількість витків, що призводить до зменшення жорсткості смуги та відповідного зменшення моменту на ній. При значних кутах піднімання витків жорсткість витка також суттєво зменшується внаслідок бокового згину смуги.

На основі аналізу вказаних графічних залежностей можна зробити висновок, що конструктивні параметри ланки шнека доцільно обирати в такій послідовності:

- задатися кутом піднімання та діаметром шнека,
- з геометричних міркувань вибрати ширину смуги шнека, кількість стержнів та радіус їх установки,
- розрахунковим шляхом вибрати товщину смуги та діаметр стержнів за умови рівності напружень у стержнях та смугі.

Програму розрахунку конструктивних і силових параметрів секцій РО ГГК представлено в додатку А1.

2.2. Розрахунок жорсткості секції гвинтового секційного конвеєра в процесі її проточуванні

Ступінь жорсткості секції гнучкого секційного конвеєра [9] під час проточування можна охарактеризувати наступними параметрами: прогином стержнів секції y від дії сили різання; кутом нахилу поперечного перерізу θ стержнів секції в точці дії навантаження; кутом закручування секції φ . Відповідно умови достатньої жорсткості секції гвинтового секційного конвеєра під час проточування можна представити у наступному вигляді

$$y \leq \bar{y}; \quad \theta \leq \bar{\theta}; \quad \varphi \leq \bar{\varphi}. \quad (2.20)$$

Допустимі пружні переміщення елементів секції залежать від конкретних вимог щодо точності спіралі після проточування. В даному випадку можна припустити, що ці переміщення будуть незначними, проте, вони можуть впливати на загальну точність гвинтової спіралі секції та спричиняти резонансні коливання. Тобто, малі значення допустимих пружних переміщень перерізів секції гвинтового секційного конвеєра потребують визначення лінійних і діаметральних розмірів з'єднувальних стержнів не за умовою міцності, а за умовою жорсткості. Відповідно їх

виготовлення з дорогих високоміцних сталей є недоцільним, а збільшення діаметра – нетехнологічним з точки зору матеріаломісткості всього конвеєра.

Проаналізувавши конструкцію секції можна констатувати, що під час проточування спіралі пружних деформацій зазнає не безпосередньо спіраль, а з'єднувальні стержні саме в місцях контакту із спіраллю. Тобто, для стержнів слід підібрати оптимальні лінійні та діаметральні розміри, щоб забезпечити умову жорсткості всієї секції конвеєра. Схема проточування тотожна їй розрахунковій схемі, які представлено на рис.2.15.

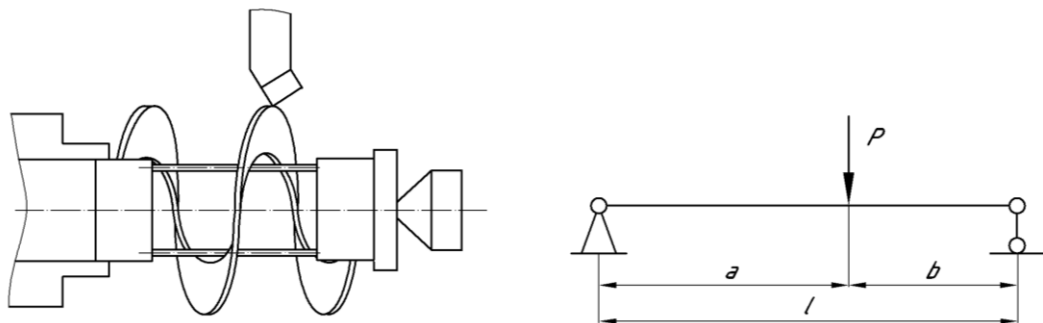


Рис.2.15. Розрахункова схема проточування спіралі секції РО гвинтового секційного конвеєра по зовнішньому діаметру(а) і розрахункова схема для визначення пружних деформацій (б)

Згідно представленої розрахункової схеми записано залежність для визначення кута нахилу поперечного перерізу стержня:

$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot b}{3n \cdot l \cdot E \cdot I}, \quad (2.21)$$

де n – кількість з'єднувальних стержнів у секції;

E – модуль пружності матеріалу стержня, МПа;

I – осьовий момент інерції з'єднувального стержня, мм⁴.

Сила, яка спричиняє пружні деформації в секції, створюється складовою сили різання під час проточування. Числове значення цієї сили розраховано за відомою залежністю [48]:

$$P = C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot K_z, \quad (2.22)$$

де C_{pz} – коефіцієнт, що враховує ширину витка спіралі;

ν - швидкість різання, м/с;

s – значення подачі на оберт, мм/об;

t – глибина різання, мм;

K_z – коефіцієнт, що залежить від товщини спіралі по зовнішній крайці.

Значення K_z можна розрахувати за формулою

$$K_z = \left(\frac{h}{2,5} \right) \cdot K_H \cdot K_3, \quad (2.23)$$

де h – висота спіралі секції, мм;

K_H – коефіцієнт, що враховує напрямок подачі різця;

K_3 – коефіцієнт, що враховує зношування різця.

Якщо виразити осьовий момент інерції з'єднувального стержня через його діаметр, і врахувати рівності (2.22), (2.23), то залежність (2.21) записується:

$$\theta = \frac{C_{pz} \cdot \nu^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5} \right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a \cdot b \cdot \overline{a}}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64} \right)}. \quad (2.24)$$

Згідно розрахункової схеми в місці прикладення зусилля величина прогину вала секції дорівнює:

$$y = \frac{P \cdot a^2 \cdot b^2}{3n \cdot l \cdot E \cdot I}. \quad (2.25)$$

З врахуванням попередньо наведених залежностей для визначення зусилля, що спричиняє прогин

$$y = \frac{C_{pz} \cdot \nu^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5} \right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a^2 \cdot b^2}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64} \right)}. \quad (2.26)$$

Крутильна жорсткість секції гвинтового секційного конвеєра характеризується кутом закручування. Цю величину розраховано за відомою залежністю [83]:

$$\varphi = T/C, \quad (2.27)$$

Для випадку коли гвинтова спіраль, що здійснює процес транспортування, була неперервною по всій довжині конвеєра, кут закручування секції можна було б розрахувати за формулою:

$$\varphi = \frac{T\pi D_c i}{EI}, \quad (2.28)$$

де D_c – середній діаметр спіралі, мм;

i – кількість витків спіралі.

Проте, у розглядуваній конструкції спіраль є перервною і основне крутильне навантаження, як під час роботи конвеєра, так і під час проточування спіралі секції, передається на з'єднувальні стержні. Відповідно кут закручування розраховується за наступною формулою:

$$\varphi = \frac{Tl}{nGI_p}, \quad (2.29)$$

де G – модуль пружності при зсуві, МПа;

I_p – полярний момент інерції перерізу стержня, мм⁴.

З врахування діаметральних розмірів з'єднувальних стержнів кут закручування секції в процесі точіння дорівнює:

$$\varphi = \frac{Tl}{nG \left(\frac{\pi d^4}{32} \right)}. \quad (2.30)$$

Оскільки з'єднання спіралі і стержнями здійснюється зварюванням, то за недостатньої жорсткості конструкції можливе руйнування зварних швів і, як наслідок, вихід з ладу всього конвеєра [35]. Відповідно для розрахунку жорсткості секції необхідно провести перевірку зварного з'єднання на міцність. Концентрація напружень, яка виникає під час зварювання, при якісно виконаних швах, є незначною. Отже, перевірку на міцність достатньо здійснювати за навантаженням, що сприймає зварне з'єднання. Для запропонованої конструкції напруження зрізу у зварному шві доцільно визначати окремо для сили, що спричиняє прогин і крутний момент. Для

стандартного шва площа зрізу дорівнює [50]:

$$S = 0,7k\pi d, \quad (2.31)$$

де k – катет кутового шва, мм.

Відповідно напруження зрізу від деформуючої сили дорівнюють:

$$\tau_P = \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3}{0,7k\pi d}. \quad (2.32)$$

Напруження зрізу від крутного моменту для точіння :

$$\tau_T = \frac{2\varphi n G \left(\frac{\pi d^4}{32}\right)}{0,7k\pi d^2 l}. \quad (2.33)$$

Умова міцності має вигляд:

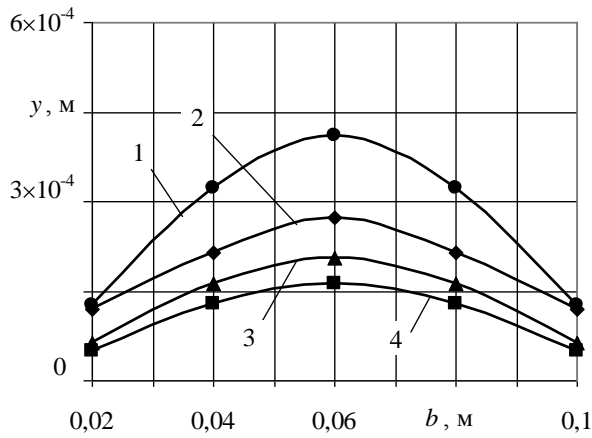
$$\tau = \sqrt{\tau_P^2 + \tau_T^2} \leq \tau'. \quad (2.34)$$

де τ' - допустиме напруження зрізу, Н/мм².

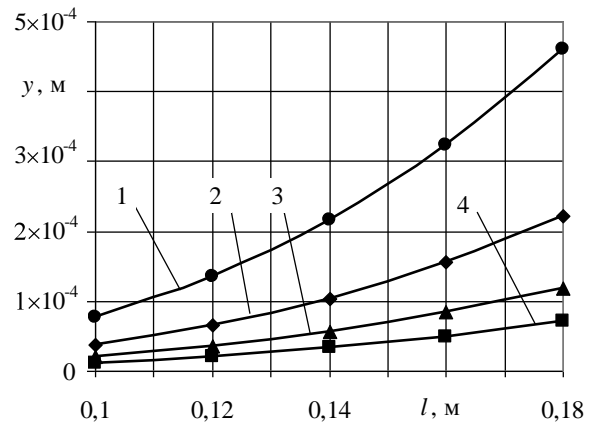
Загальна жорсткість секції гвинтового секційного конвеєра під час проточування розраховується за системою рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta = \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a \cdot b \cdot (a - b)}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} \leq [\theta]; \\ y = \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a^2 \cdot b^2}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} \leq [y]; \\ \varphi = \frac{Tl}{nG \left(\frac{\pi d^4}{32}\right)} \leq [\varphi]. \end{array} \right. \quad (2.35)$$

Графічні залежності зміни характеристик жорсткості секції гвинтового секційного транспортера під час точіння залежно від конструктивно-силових параметрів показано на рисунках 2.16, 2.17.



а)



б)

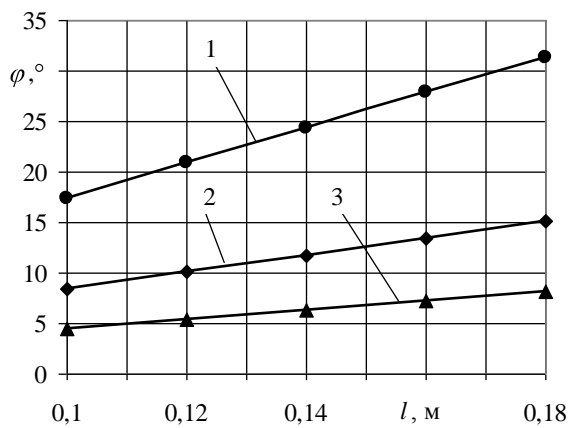
Рис.2.16. Залежність зміни величини прогину секції:

а) від плеча прикладання сили для кількості стержнів: 1 – $n = 2$;

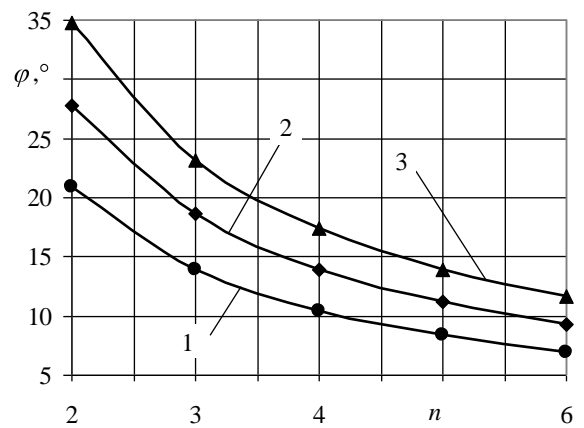
2 – $n = 3$; 3 – $n = 4$; 4 – $n = 5$;

б) від довжини для діаметрів стержнів: 1 – $d=0,005$ м; 2 – $d = 0,006$ м;

3 – $d = 0,007$ м; 4 – $d = 0,008$ м



а)



б)

Рис.2.17. Залежність зміни кута закручування секції в процесі точіння:

а) від довжини діаметрах стержнів: 1 – $d=0,005$ м; 2 – $d=0,006$ м;

3 – $d = 0,007$ м;

б) від кількості стержнів довжиною: 1 – $l = 0,12$ м; 2 – $l = 0,16$ м;

3 – $l=0,2$ м

Проаналізувавши отримані графічні залежності можна констатувати, що на жорсткість секції гвинтового секційного конвеєра в процесі

проточування й профілювання спіралі мають суттєвий вплив кількість з'єднувальних стержнів, їх лінійні та діаметральні розміри. Прогин під час проточування є максимальним посередині секції, а згинальну жорсткість можна підвищити збільшенням кількості з'єднувальних стержнів. Встановлено, що при доведені їх кількості до 5, проти початкової – 2, значення прогину зменшилось майже у 2,5 рази і склало $0,545 \times 10^{-4}$ м для базової довжини секції $l = 0,12$ м. Аналогічну властивість мають і діаметральні розміри стержнів. При їх кількості $n = 2$ для лінійної довжини секції $l = 0,1 - 0,18$ м та діаметру стержнів $d = 0,005$ м прогин склав $y = 0,078 - 0,461 \times 10^{-4}$ м, відповідно для $d = 0,008$ м всього $0,012 - 0,071 \times 10^{-4}$ м. Кут закручування секції прямолінійно залежний від її довжини, а саме, чим більша довжина – тим більший кут закручування і, відповідно, нижча жорсткість секції. Становище можна виправити підбором діаметральних розмірів з'єднувальних стержнів. Встановлено, що для однакової довжини секції $l = 0,12$ м збільшення діаметра на крок в 1 мм підвищує крутильну жорсткість секції в 2,1 рази. Як і у випадку величини прогину підвищити крутильну жорсткість секції також можна збільшенням кількості з'єднувальних стержнів. Для окремо взятого випадку при початковій кількості $n = 2$ і постійною довжиною секції $l = 0,12$ м та $n = 6$ кут закручування φ зменшився від $20,9$ до $6,9^\circ$. Тобто, внаслідок цього, крутильна жорсткість секції збільшилась у 3 рази.

2.3. Розмірний аналіз технологічного процесу виготовлення секцій гнучкого гіперболічного шнека

На рис. 2.18 зображено операційний ескіз однієї секції гнучкого гіперболічного шнека [14] (до операції зварювання спіралі) і розрахункова схема розмірного ланцюга.

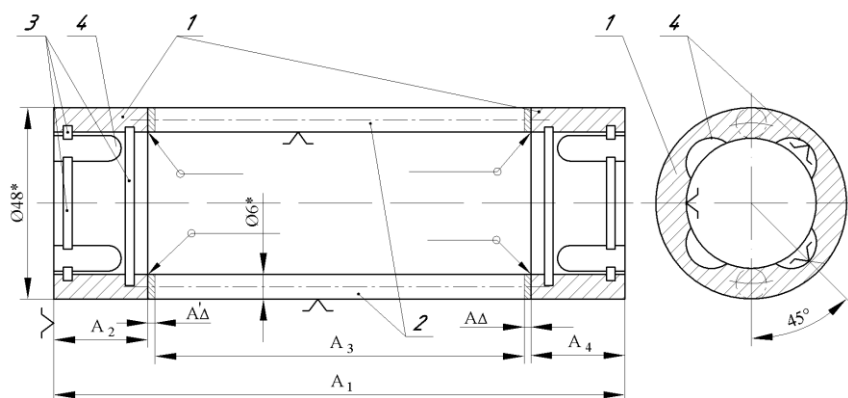


Рис. 2.18. Операційний ескіз і розрахункова схема розмірного ланцюга секції гнучкого гіперболічного шнека:

- 1 – втулки; 2 – розпорні стержні; 3 – канавки під стопорні кільця;
4 – півкруглі шліцеві пази у втулках 1.

Замикальною ланкою в розглядуваному розмірному ланцюгу є зазор A_{Δ} , який необхідно забезпечити під час складання вузла перед зварюванням.

Рівняння номінальних розмірів секцій гіперболічного гнучкого гвинтового конвеєра для визначення максимальної й мінімальної величини замикальної ланки A_{Δ} (рис. 2.11) має вигляд:

$$\begin{cases} A_{\Delta \max} = A_{1 \max} - A_{3 \min} - A_{2 \min} - A_{4 \min} \\ A_{\Delta \min} = A_{1 \min} - A_{3 \max} - A_{2 \max} - A_{4 \max} \end{cases} \quad (2.36)$$

З технологічної точки зору та уніфікації розмірів приймаємо значення конструктивних параметрів з таким прирівнюванням:

$$\begin{cases} A_{2 \max} = A_{4 \max} \\ A_{2 \min} = A_{4 \min} \end{cases} \quad (2.37)$$

У цьому випадку мінімальне та максимальне значення замикальної ланки розмірного ланцюга, згідно (2.36):

$$\begin{cases} A_{\Delta \max} = A_{1 \max} - A_{3 \min} - 2A_{2,4 \min} \\ A_{\Delta \min} = A_{1 \min} - A_{3 \max} - 2A_{2,4 \max} \end{cases} \quad (2.38)$$

Для розглядуваних розмірних ланцюгів номінальними розмірами втулок A_2 , A_4 та розпорних стержнів A_3 є їх максимальні значення із

розміщенням поля допуску в мінус (в тіло), тобто за схемою поля допуску вала.

$$\text{Тобто, } A_2 = A_4 = A_{2,4\max}.$$

Відповідно поле допуску i -го розміру $\delta_{A_i} = A_{i\max} - A_{i\min}$; а допуск замикальної ланки визначає зазор між втулкою і розпорними стержнями для розмірних ланцюгів згідно рис.2.10. В розрахунках за методом максимуму-мінімуму допуск замикальної ланки δA_{Δ} дорівнює:

$$\delta_{A_{\Delta}} = \delta_{A_1} + \delta_{A_2} + \delta_{A_3} + \delta_{A_4}. \quad (2.39)$$

Для встановленого поля допуску розміру A_1 , який безпосередньо пов'язаний із розміром $A_{\Delta\max}$, номінальне значення зазору дорівнює $A_{\Delta} = A_{\Delta\min} = 0$, а розміщення поля допуску δA_{Δ} визначає величину зазору та характер поля допуску розміру A_1 , що для нерухомих з'єднань дорівнює:

$$A_{\Delta} = \Delta_0^{+\delta_{\Delta}} \text{ і } A_{1ном} = A_{1\min}. \quad (2.40)$$

Аналіз забезпечення зазначених зазорів для складання й зварювання секцій гіперболічного шнека показує, що визначальним є забезпечення належної точності виготовлення цих деталей, оскільки допустиме взаємне розміщення втулок і розпорних стержнів, і відповідно допуск на розмір A_1 , суттєво перевищує допуск інших ланок конструктивного розмірного ланцюга.

Всі ці вищезгадані вимоги до розроблення конструкції секції шнека впливають на якість виготовлення технологічного оснащення, що забезпечить точне та ефективне формоутворення деталей секцій і є основою для розроблення технологічного процесу.

Детальний опис технологічного оснащення і технологічного процесу наведено в 3 і 4 розділі дисертації.

2.4. Розмірний аналіз кулькового шарнірного з'єднання секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвєсра з рекомендацією фінішних операцій механічного оброблення

На рис. 2.19 зображено схему вузла кріплення секції гнучкого шнека через півмуфту 1 за допомогою поводка 3 і 4-х кульок 2.

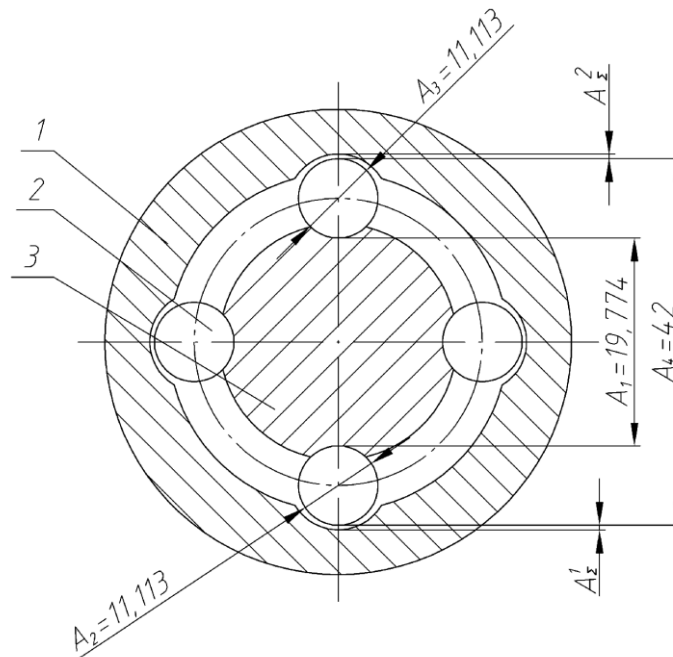


Рис. 2.19. Розрахункова схема вузла кріплення секції шнека

Крутний момент секції шнека передається через поводок 3 кульками 2 на корпус півмуфти 1.

Згідно службового призначення вузла вимагається, щоб зазор між кульками 2 і пазами 1 був у межах 0,05-0,15 мм. Це зумовлено можливістю вільного ковзання кульки в гнучкому шнеку під час його обертання.

Задачу вирішено відповідно до рекомендацій розрахунку лінійних розмірних ланцюгів методом повної взаємозамінності [38].

В розглядуваній конструкції вихідними є дві ланки A_{Σ}^1 і A_{Σ}^2 . Для можливості складання конструкції з двома взаємоперпендикулярними фіксуючими елементами (2 пари кульок) радіусні пази у півмуфті необхідно виконувати більшими, ніж діаметри кульок (R6). У цьому випадку отримано

самоустановлюючу конструкцію поводка з кульками, тобто зазор протилежно розміщених кульок можна сумувати:

$$A_{\Sigma} = A_{\Sigma}^1 + A_{\Sigma}^2 = 0 - 0,3 \text{ мм}, \quad (2.41)$$

де $A_{\Sigma}^1, A_{\Sigma}^2$ – відповідно зазори між кульками та корпусом півмуфти 1.

1. Приймаємо номінальний розмір цього зазору $A_{\Sigma} = 0$.

Тоді згідно завдання

$$A_{\Sigma \max} = 0,3 \text{ мм}; \quad A_{\Sigma \min} = 0 \text{ мм}. \quad (2.42)$$

Верхнє відхилення (ΔS) вихідної ланки складає:

$$\Delta S_{\Sigma} = +0,3 \text{ мм}. \quad (2.43)$$

Нижнє відхилення вихідної ланки складає:

$$\Delta T_{\Sigma} = 0 \text{ мм}. \quad (2.44)$$

Середнє відхилення (Δc) вихідної ланки складає:

$$\Delta c_{\Sigma} = \frac{0,3 + 0,0}{2} = 0,15 \text{ мм}. \quad (2.45)$$

Допуск $T_{\Sigma} = 0,3 \text{ мм}$.

2. Відповідно до рис. 2.19 встановлюємо ланцюг розмірів, які впливають на зміну замикальної ланки (у даному випадку зазору A_{Σ}): A_1, A_2, A_3, A_4 .

Даний ланцюг можна вважати таким, що складається із мінімального числа ланок (принцип найменшого ланцюга), оскільки вони рівні числу деталей, що беруть участь своїми розмірами в розмірному ланцюгу.

3. Складаємо розрахункову схему розмірного ланцюга (рис.2.13).

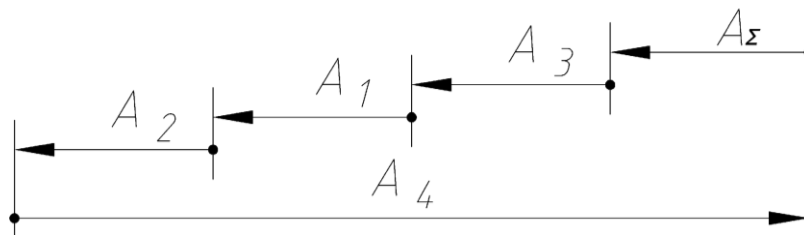


Рис. 2.20. Розрахункова схема розмірного ланцюга

Збільшуючою в даному випадку є ланка A_4 , інші ланки ланцюга – зменшуючі.

Допущення: Оскільки кульки в запропонованій конструкції застосовуються для підшипників і точність їх виготовлення на порядок вища від точності всіх інших ланок ланцюга, то допусками ланок A_2 і A_3 нехтуємо.

4. Складно рівняння розмірного ланцюга з використанням формули [38]:

$$A_{\Sigma} = \sum^m A_{зб} - \sum^n A_{зм}; \quad (2.46)$$

де m, n , - відповідно кількість збільшуючих і зменшуючих ланок;

$A_{зб}, A_{зм}$ - відповідно номінальні значення збільшуючих і зменшуючих ланок.

Звідси:

$$A_{\Sigma} = A_4 - (A_1 + A_2 + A_3); \quad (2.47)$$

Перевірка розмірів за рівнянням:

$$42 - (1,113 + 11,113 + 19,774) = 0 = A_{\Sigma}.$$

5. Визначаємо допуски складових ланок за способом однієї степені технології за формулою [38]:

$$a_c = \frac{|T_{\Sigma}|}{\sum_1^{m+n} i} = \frac{|T_{\Sigma}|}{\sum_1^{m+n} (0,45^3 \sqrt{Du} + 0,01 Du)}; \quad (2.48)$$

де T_{Σ} - допуск вихідної ланки;

$Du = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}}$ - середнє геометричне значення інтервалу розмірів, мм;

$$D_{u1} = \sqrt{42 \cdot 11,113} \approx 21,6 \text{ мм};$$

$$D_{u2} = \sqrt{19,774 \cdot 11,113} \approx 14,8 \text{ мм};$$

$$a_c = \frac{300}{(0,45^3 \sqrt{21,6} + 0,01 \cdot 21,6) + (0,45^3 \sqrt{14,8} + 0,01 \cdot 14,8)} = \frac{300}{1,27 + 1,11} = 126 \text{ мм}$$

Таке число одиниць допуску відповідає приблизно 11 квалітету точності УСДП. Приймаємо, що з технологічної точки зору середня точність є доцільною.

6. Таким чином, допуски згідно висновків п.5. прийнято:

$$T_1 = 0,12 \text{ мм}; T_4 = 0,12 \text{ мм}.$$

Перевіряємо правильність призначення допусків складових ланок:

$$T_{\Sigma} = 0,12 + 0,12 + 0 + 0 = 0,224 \neq |T_{\Sigma}| = 0,3. \quad (2.49)$$

Звідки виходить, що допуски на розміри A_1 , і A_4 можна збільшити.

Таблиця 2.1

Рекомендовані фінішні технологічні операції для виготовлення з'єднувальних ланок секції гнучкого шнека

Позначення ланок	Доцільні фінішні технологічні операції	Розміри та відхилення	Примітка
A_{Σ}	складання	$0^{+0,3}$	за умовою задачі
A_1	зенкерування (фрезерування) спец. сферичним інструментом в спец. пристрої і упором інструменту по осі оброблення	$19,774_{-0,18}$	$19,77_{-0,18}$
A_2, A_3	використання кульок підшипника	11,113	за допущенням
A_4	протягування спеціальною протяжкою або фрезерування на верстаті з ЧПК	$42^{+0,12}$	згідно розрахунку

Оскільки виготовлення лунок у поводку (рис. 2.13) технологічно важче, резерв допуску у $0,3 - 0,26 = 0,06$ мм переносимо для розміру, A_1 , тобто, а умовою уточнення, отримаємо:

$$T_1 = 0,18 \text{ мм}; \quad T_4 = 0,12 \text{ мм}.$$

7. Призначаємо допустимі відхилення складових розмірів, виходячи із економічної точності виготовлення по можливій фінішній стадії і заносимо в таблицю 2.1.

Якщо залежну ланку вибрано із числа збільшуючих ланок ланцюга та, її відхилення визначається за формулами [38]:

$$\Delta_{cx.зб} = \sum^n \Delta_{cx.зм} - \sum^{m-1} \Delta_{cx.зб} - \Delta_{c\Sigma}; \quad (2.50)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta S_{x.зб.} &= \Delta_{cx.зб} + \frac{1}{2} T_x \\ \Delta I_{x.зб.} &= \Delta_{cx.зб} - \frac{1}{2} T_x \end{aligned} \right\} \cdot \quad (2.51)$$

Звідси:

$$\Delta_{c4} = \Delta_{cx} = (+0 - 0,09) \cdot 0,15 = +0,06 \text{ мм}. \quad (2.52)$$

Граничні відхилення $A_x = A_4$

$$\Delta S_4 = +0,06 + \frac{1}{2} \cdot 0,12 = +0,12 \text{ мм}; \quad (2.53)$$

$$\Delta I_4 = +0,06 - \frac{1}{2} \cdot 0,12 = 0 \text{ мм}. \quad (2.54)$$

Отримане відхилення розміру - $A_4 = 42^{+0,12}$.

Розмір заносимо в таблицю 2.1.

8. Правильність визначення граничних відхилень перевіряємо за формулами [83]:

$$\Delta_{c\Sigma} = \sum^m \Delta_{c.зб} - \sum^n \Delta_{c.зм} \cdot \quad (2.55)$$

$$\Delta S_\Sigma = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2} T_\Sigma \cdot \quad (2.56)$$

$$\Delta I_{x.зб.} = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} T_\Sigma \cdot \quad (2.57)$$

Звідси

$$\Delta_{c\Sigma} = \Delta_{c4} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2} + \Delta_{c3}) = +0,06 - (0,09 + 0 + 0) = +0,15 \text{ мм}; \quad (2.58)$$

$$\Delta S_{\Sigma} = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2} T_{\Sigma} = +0,15 + \frac{1}{2} 0,3 = 0,3 \text{ мм}. \quad (2.59)$$

$$\Delta I_{x.zb.} = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} T_{\Sigma} = +0,15 - \frac{1}{2} 0,3 = 0 \text{ мм}. \quad (2.60)$$

Тобто, граничні складові відхилення ланок секцій гнучкого гвинтового конвеєра позначено правильно.

2.5. Динамічна модель технологічного процесу проточування секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів

В процесі проточування поверхні, розташованої на зовнішньому діаметрі шнека, виникають складні явища, пов'язані із ударною взаємодією шнека та різця. Внаслідок незначної жорсткості смуги шнека у напрямку проточування виникає згинання смуги і, як наслідок - неякісна зовнішня поверхня шнека, що виявляється у неточності розміру за діаметром та значною шорсткістю поверхні. Такий недолік поверхні суттєво впливає на працездатність шнекової смуги, пошкодження транспортованого матеріалу та поверхні гнучких гумових рукавів.

З метою уникнення небажаних явищ та покращення процесу точіння необхідно, щоб ударний процес різання поверхні шнека відбувався без її суттєвого відхилення від недеформованої геометричної форми.

На деформацію поверхні шнека під час проточування впливають такі фактори як жорсткість смуги шнека (визначається шириною й товщиною смуги, а також в певній мірі і кутом піднімання), зведена маса шнека, швидкість різання та параметри проточування (подача та глибина різання та форма різальної крайки різця, які комплексно впливають на силу різання).

Для врахування всіх параметрів, які впливають на проточування зовнішньої поверхні шнека, можна записати складну математичну модель з використанням теорії пружності, теорії пластин і оболонок та динаміки процесів різання. Знайдений розв'язок дав би можливість отримати

відхилення форми поверхні шнека від статичної під дією динамічних навантажень і на цій основі визначити дійсну форму проточеної поверхні, її розміри, шорсткість, зусилля в системі. Проте, вказаний шлях є достатньо складним і невиправданим для розглядуваної роботи.

Замість цього пропонується застосувати дещо простішу модель, яка базується на поняттях зведеної маси та жорсткості. Отриманий результат матиме більшу похибку, проте, його аналіз дасть можливість оцінити напрямки покращення процесу різання та запропонувати інженерну методику для застосування у практичному технологічному процесі.

З рисунка видно, що під час проточування різець діє на смугу шнека з певним зусиллям P_z , яке діє в напрямку, протилежному до швидкості обертання шнека, по дотичній до його зовнішньої поверхні. Внаслідок нахилу поверхні шнека під кутом α (кут піднімання) до напрямку обертання, згинання поверхні шнека відбувається в площині мінімальної жорсткості, тобто, перпендикулярно до поверхні смуги шнека, що призводить до відхилення поверхні шнека вбік. Подальше проточування витка призводить до певної деформації смуги, за якого сила різання врівноважується силою пружності, зменшується внаслідок зменшення глибини різання за рахунок відхилення смуги шнека. Під час виходу різця із контакту зі смугою відбувається швидке відновлення форми шнека за рахунок його пружності. Такий процес триває з кожним наступним контактом різця та смуги.

Проте, описаний вище процес різання є статичним, тобто, не враховує динамічну стабілізацію процесу різання за рахунок кінетичної енергії маси шнекової смуги. Врахування швидкості обертання суттєво змінює якісну модель процесу різання, у цьому випадку проточування може відбуватись для достатньо гнучких конструкцій з високою точністю.

Динамічну модель процесу проточування у зведеній формі зображено на рис. 2.20. Зведену масу шнека представлено параметром m , а зведену жорсткість - параметром c , тому для знаходження зведеної маси можна застосувати підхід, описаний у [46]. Точне значення маси обчислити

практично неможливо внаслідок складності системи, але її порядок можна оцінити як масу частини витка шнека в межах квадрата ширини шнека (100 - 200 грам).

Зведену жорсткість можна оцінити експериментально з навантаженням спіралі шнека певною силою в напрямку, перпендикулярному до поверхні смуги.

Силу різання вважали відомою, сталою та незалежною від швидкості на всьому проміжку контакту різця із шнеком. Швидкість руху заготовки шнека під час проточування v приймали сталою, і прикладеною до протилежного кінця пружини.

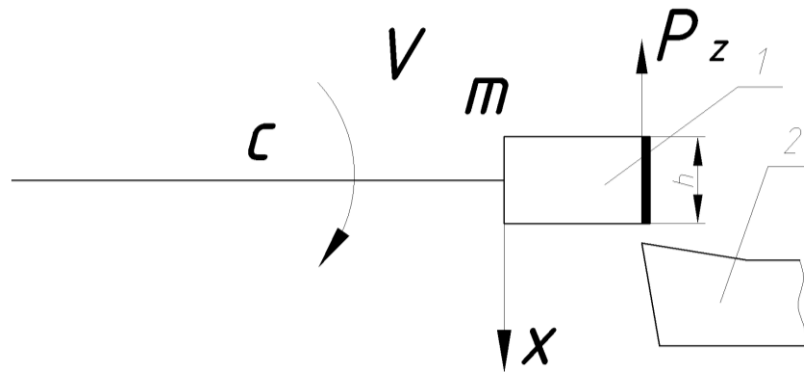


Рис.2.20. Розрахункова схема проточування секції РО ГГК:

1-гвинтова стрічка; 2-прохідний різець проточування секції РО ГГК

Таку динамічну модель з певними вказаними припущеннями можна описати диференціальним рівнянням другого порядку, застосувавши другий закон динаміки:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c(x - vt) = -P_z, \quad (2.61)$$

де x - координата руху маси,

Початкові умови проточування (в момент початку контакту різця із шнеком)

$$\begin{aligned} t &= 0; \\ x &= 0; \\ \frac{dx}{dt} &= v. \end{aligned} \quad (2.62)$$

Рівняння (2.61) не враховує затухання в системі, так як на протязі короткого часу контакту різця зі шнеком його вплив незначний.

Перетворимо рівняння (2.61) до зручнішого для розв'язку:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + cx = -P_Z + cvt. \quad (2.63)$$

Розв'язок рівняння (2.63) складається із суми загального x_o та часткового x_s розв'язків:

$$x = x_o + x_s. \quad (2.64)$$

Загальний розв'язок має вигляд:

$$x_o = A \sin \omega t + B \cos \omega t, \quad (2.65)$$

де A і B - постійні інтегрування, що визначаються за початковими умовами,

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

Частковий розв'язок має вигляд, що відповідає правій частині

$$x_s = E + Ft. \quad (2.66)$$

Для визначення невідомих сталих підставимо (2.66) у (2.63), звідки отримаємо:

$$E = -\frac{P_Z}{c}; \quad (2.67)$$

$$F = v.$$

Тоді, враховуючи (5) і (7), визначимо розв'язок (4):

$$x = A \sin \omega t + B \cos \omega t - \frac{P_Z}{c} + vt; \quad (2.68)$$

$$\frac{dx}{dt} = \omega(A \cos \omega t - B \sin \omega t) + v.$$

Підставимо початкові умови (2.62) у (2.68) і визначимо сталі інтегрування:

$$A = 0; \quad (2.69)$$

$$B = \frac{P_Z}{c}.$$

Отже, в кінцевому вигляді, розв'язок диференціального рівняння (2.61) має вигляд:

$$\begin{aligned}x &= \frac{P_z}{c}(\cos\omega t - 1) + vt, \\ \frac{dx}{dt} &= -\frac{\omega P_z}{c}\sin\omega t + v.\end{aligned}\tag{2.70}$$

Проаналізуємо отриманий спрощений результат. Координата x показує рух поверхні шнека відносно нерухомого різця, а друге рівняння описує зміну швидкості у процесі точіння. Необхідно, щоб відхилення витка шнека від його нормального положення в процесі проточування за рахунок сили різання не перевищувало певної величини. Тобто, щоб швидкість його руху суттєво не змінилась.

Задамося коефіцієнтом нерівномірності швидкості:

$$K_V = \frac{v - v_k}{v} < 0,01,\tag{2.71}$$

звідки

$$v_k = v(1 - K_V) \text{ для } t = t_k,$$

де швидкість та час з індексом k , який позначено на момент закінчення різання чергової частини шнека товщиною h .

Підставимо (2.71) у (2.70) в результаті чого отримано:

$$\begin{aligned}h &= \frac{P_z}{c}(\cos\omega t_k - 1) + vt_k; \\ v_k &= -\frac{\omega P_z}{c}\sin\omega t_k + v.\end{aligned}\tag{2.72}$$

Після перетворень знайдено час t_k , необхідний для проточування смуги шнека товщиною h :

$$t_k = \frac{\left(\frac{P_z}{c} + h\right) - \sqrt{\left(\frac{P_z}{c}\right)^2 - \left(\frac{vK_V}{\omega}\right)^2}}{v}.\tag{2.73}$$

При $K_V = 0$ отримано залежність:

$$t_k = \frac{h}{v},$$

що свідчить про адекватність математичної моделі у граничному випадку.

Необхідну швидкість різання визначено, з припущенням про те, що жорсткість спіралі шнека незначна (найгірший випадок). При цьому можна вважати, що множник $\omega t_k \ll 1$, для цього випадку можна скористатись розкладом функції синуса у ряд Тейлора, з врахуванням лише першого доданку:

$$\sin \omega t_k \approx \omega t_k. \quad (2.74)$$

Після перетворень отримано рівняння четвертого порядку (біквдратне) для визначення мінімально допустимої швидкості різання:

$$v^4 \left(\frac{mK_V}{P_Z} \right)^2 + v^2 \left[\left(\frac{K_V}{\omega} \right)^2 - 2 \frac{mK_V}{P_Z} \left(\frac{P_Z}{c} + h \right) \right] + 2 \frac{P_Z h}{c} + h^2 = 0. \quad (2.75)$$

Дискримінант рівняння (2.75) записано у вигляді:

$$D = \left[\left(\frac{K_V}{\omega} \right)^2 - 2 \frac{mK_V}{P_Z} \left(\frac{P_Z}{c} + h \right) \right]^2 - 4 \left(\frac{mK_V}{P_Z} \right)^2 \left(2 \frac{P_Z h}{c} + h^2 \right). \quad (2.76)$$

З точки зору можливості процесу точіння необхідно, щоб дискримінант мав додатне значення.

В кінцевому результаті визначено величину мінімально допустимої швидкості проточування:

$$v = \frac{P_Z}{mK_V} \sqrt{\frac{2 \frac{mK_V}{P_Z} \left(\frac{P_Z}{c} + h \right) - \left(\frac{K_V}{\omega} \right)^2 - \sqrt{D}}{2}}. \quad (2.77)$$

У випадку більшої жорсткості шнека допустима швидкість проточування зменшується, але отримане у (2.77) значення мінімальної швидкості гарантує стабільний процес різання за будь-яких умов.

Використовуючи формулу (2.77) розраховано вплив вищеназваних чинників на мінімально допустиму швидкість та час різання і зображено графіки їх зміни, представлені на рис. 2.20 – 2.23.

Основні розрахункові параметри процесу проточування наступні:

$$m = 1 \text{ кг};$$

$$P_z = 1000 \text{ Н};$$

$$h = 4 \text{ мм};$$

$$K_v = 0,2;$$

$$c = 10000 \text{ Н/м};$$

$$v = 10 \text{ м/с}.$$

На рис. 2.20 представлено залежності зміни швидкості та часу різання від маси шнека.

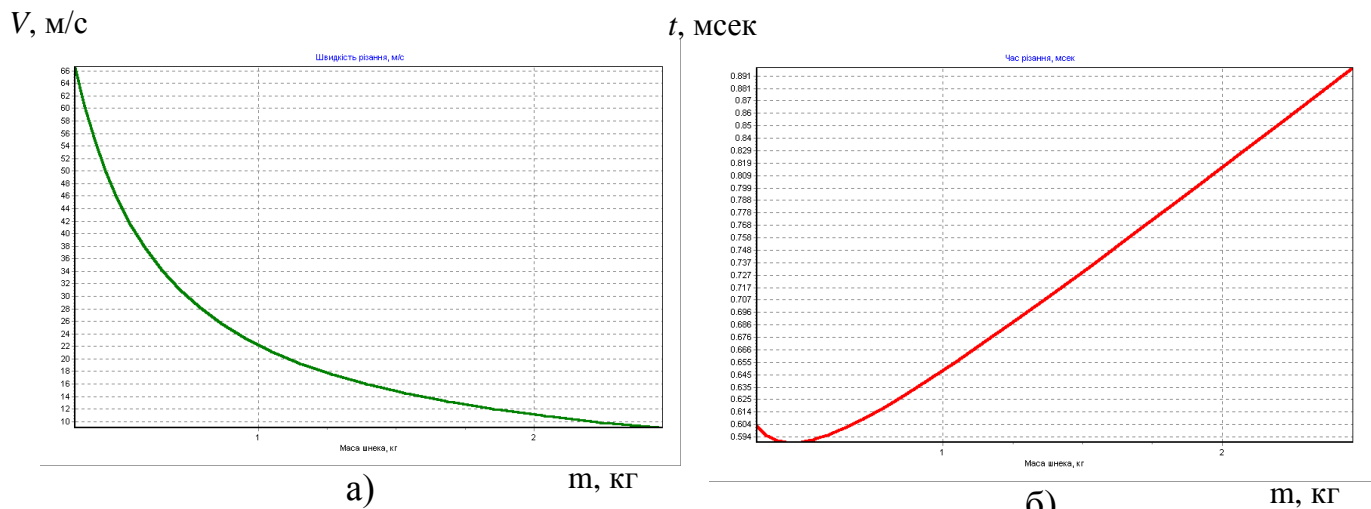


Рис. 2.20. Залежність швидкості (а) та часу різання (б) від маси шнека

З графіків видно, що швидкість різання із збільшенням маси зменшується, а час збільшується.

На рис. 2.21 представлено зміну швидкості часу різання від величини жорсткості.

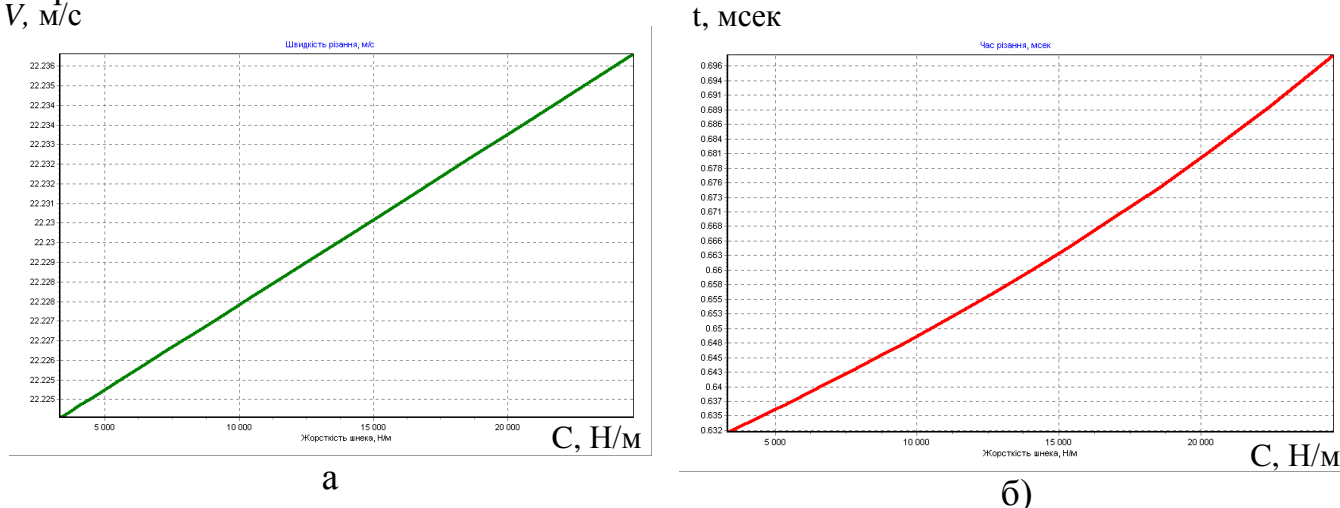


Рис. 2.21. Залежність швидкості (а) та часу різання (б) від жорсткості шнека

З графіків видно, що із збільшенням жорсткості секцій РО ГТК швидкість і час різання збільшуються.

На рис.2.22 представлено залежності зміни швидкості різання та часу різання від коефіцієнта швидкості.

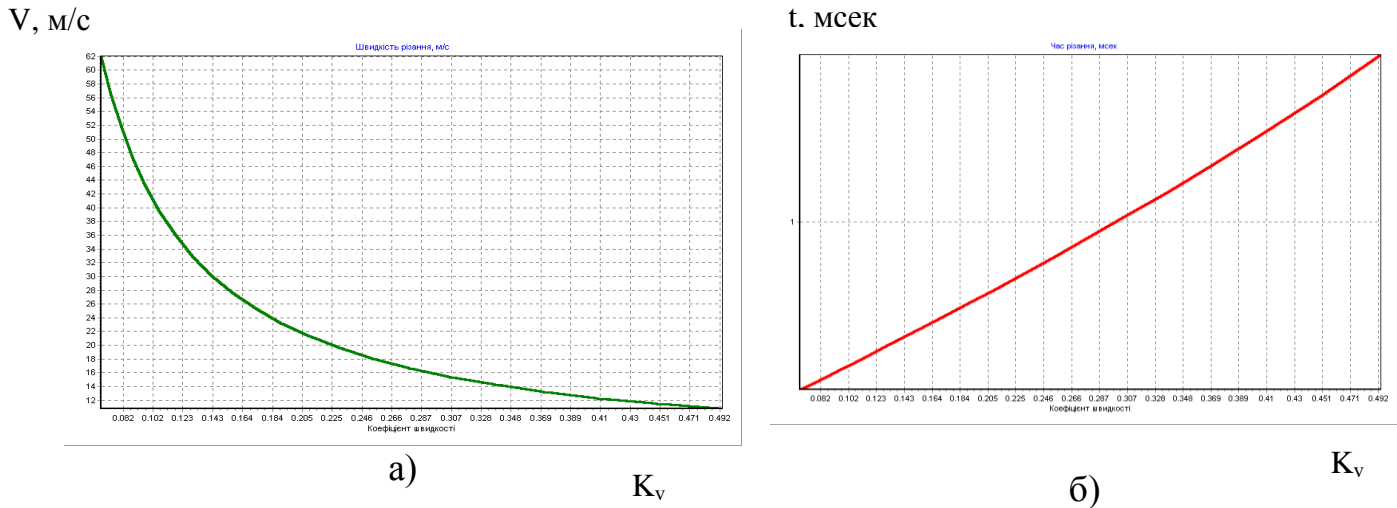


Рис. 2.22. Залежність швидкості (а) та часу (б) різання від коефіцієнта швидкості

З графіків видно, що із збільшення швидкості різання швидкість падає, а час збільшується.

На рис. 2.23 представлено залежності зміни швидкості різання від товщини спіралі шнека.

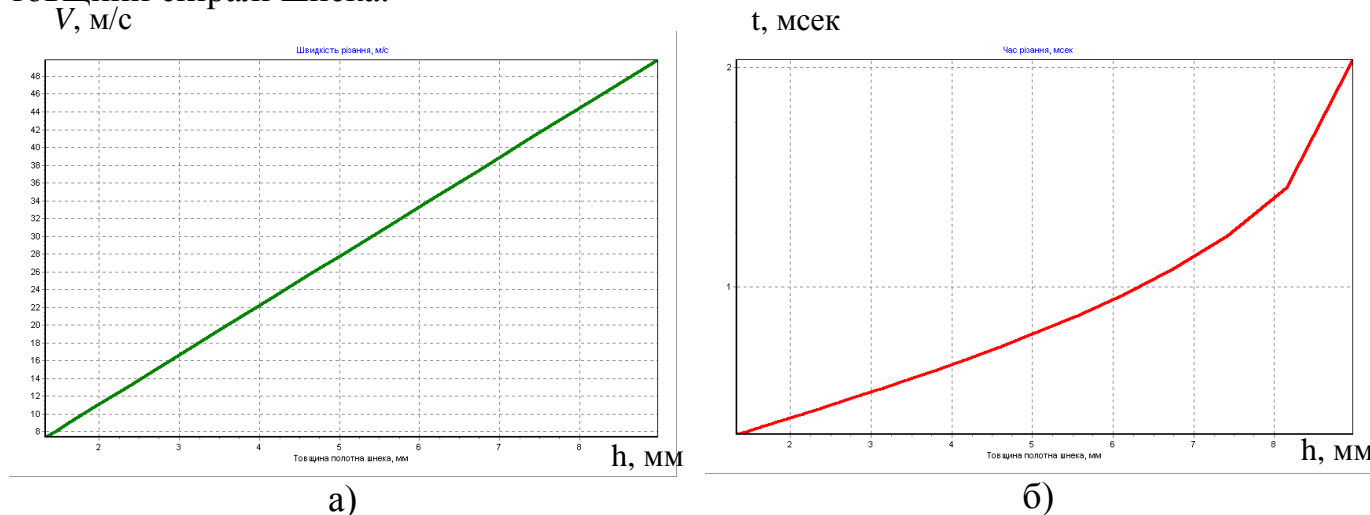


Рис. 2.23. Залежність швидкості (а) та часу (б) різання від товщини спіралі шнека

З графіків видно, що із збільшенням товщини спіралі шнека швидкість і час різання збільшуються.

Програму розрахунку технологічних параметрів проточування й профілювання секцій РО ГТК наведено в додатку А2.

2.6. Дослідження стійкості інструменту в процесі обточування й профілювання гвинтових секційних робочих органів

Процес різання секції РО ГТК є досить складним, а результат його визначається багатьма параметрами, деколи прихованого характеру. Нерівномірність фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу, структурні зміни зрізаючого шару металу в процесі оброблення внаслідок значного деформування і нагрів, безперервна зміна геометрії різальної крайки, різні фізико-хімічні ефекти (напилення, нарости, окисні плівки), що з'являються і зникають в процесі різання та інші, візуально непомітні, фактори суттєво впливають на стійкість різального інструменту.

Нестабільність матеріалу різального інструменту, термічного оброблення і заточування інструменту, його неконтрольовані параметри (мікрогеометрія різальної крайки, радіус заокруглення) – все це впливає на продуктивність. Тому, вивчення й дослідження стійкості інструменту методом однофакторного аналізу є ускладненим, оскільки важко стабілізувати незалежні змінні величини та по черзі змінювати деякі з них, щоб встановити певні закономірності.

Тому, практично ці закономірності можна виявити емпірично, одночасно змінюючи декілька змінних, з метою скорочення часу та витрат на експеримент.

Для дослідження цього процесу застосовано метод оптимального планування (метод характеристичних поверхонь), який вперше запропоновано проф. Боксом і адаптовано до технології машинобудування проф. Вульфом А.М. [9].

Необхідно відмітити, що математична модель описується не системою рівнянь в цілому, а лише певним комплексом факторів, що найбільше цікавлять дослідника, який намагається творити якомога простішу модель забезпечення її вирішення.

Так, зміна стійкості інструменту T залежно від швидкості різання V ,

подачі S і глибини різання t описується математичною залежністю [9]:

$$T^m = C v s^p t^q; \quad (2.78)$$

Тут приймається T – залежна і V, s, t – незалежні змінні процесу різання.

В логарифмічному вигляді рівняння є поліномом першої степені:

$$\ln T = \frac{\ln C}{m} + \frac{1}{m} \ln V + \frac{p}{m} \ln S + \frac{q}{m} \ln t; \quad (2.79)$$

або, враховуючи похибки експерименту ε

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + \varepsilon. \quad (2.80)$$

Результати експериментальних досліджень стійкості інструменту наведено в розділі 3.

2.7. Висновки

1. Виведено аналітичні залежності для визначення технологічних конструктивних і силових параметрів секційних робочих органів ГГК, як нежорстких елементів залежно від різних параметрів в процесі проточування. До них відноситься величина деформації в елементах конструкції, залежність напружень від діаметра прутка, переріз гвинтової стрічки, а також загальна жорсткість секції ГГК.

2. На основі теорії розмірних ланцюгів проведено розмірний аналіз секцій робочих органів ГГК на основі рівнянь номінальних розмірів з визначенням параметрів проміжних і замикальної ланок розмірного ланцюга та величини їх допусків, що є визначальним для забезпечення необхідної точності секцій і розроблення технологічного спорядження для їх виготовлення.

3. Проведено розмірний аналіз кулькового шарнірного з'єднання секцій ГГК з рекомендацією фінішних операцій механічного оброблення й складання. На основі розрахунку розмірного ланцюга складено рівняння номінальних розмірів із двома взаємно перпендикулярними фіксуючими елементами, визначено параметри проміжних і замикальної ланок і величини

їх допусків. Залежно від цих параметрів рекомендовано фінішні операції механічного оброблення для виготовлення з'єднувальних елементів секцій гнучкого шнека.

4. В результаті досліджень встановлено, що сила різання суттєво збільшує необхідну швидкість, тому за заданих обмежень швидкості основним технологічним фактором процесу проточування є режими різання - глибина та подача. Їх слід вибирати мінімально можливими для заданого процесу, крім цього це зменшує ударні навантаження на різець і покращує його стійкість в часі.

5. Товщина смуги шнека h суттєво впливає на збільшення швидкості та часу, що очевидно, оскільки для виконання роботи різання на більшому шляху необхідно забезпечити більшу кінетичну енергію, а збільшення маси призводить до зворотнього ефекту, тобто до пониження мінімальної швидкості, що є зрозумілим з точки зору кінетичної енергії, якою володіє оброблюваний шнек.

6. Зміна жорсткості системи несуттєво впливає на параметри процесу, що є зрозумілим внаслідок припущення про те, що жорсткість шнека приймалась незначною, тому її вплив є несуттєвим, а зменшення допуску на коливання швидкості під час проточування K_v пропорційно збільшує мінімально допустиму швидкість точіння.

7. Досліджено стійкість інструментів в процесі обточування й профілювання секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів, які пов'язані з ударними процесами різання поверхонь шнека. Виведено аналітичну залежність для визначення стійкості різців на основі методики експериментального уточнення показників степенів швидкості, подачі та глибини різання і експериментальних досліджень, уточнено значення показників степенів швидкості $K_v = 1,46$; подачі $K_c = 0,47$ і глибини різання $K_t = 0,16$. Розходження теоретичних і експериментальних досліджень становлять 5 - 12%.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма та методика експериментальних досліджень проточування й профілювання секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів

З метою підвищення ресурсу роботи ГГК із секційними робочими органами їх необхідно профілювати за зовнішнім діаметром. При цьому необхідно визначити силу різання для обточення зовнішнього діаметра секції шнека із

Ст 3 та сталі 08кп діаметром 100мм і довжиною секції 120 мм з поздовжнім радіусом профілювання 320мм. Дослідження проводились варіюванням факторів на двох рівнях: швидкість, глибина різання та величину подачі занесено у відповідні таблиці результатів повнофакторного експерименту.

Оброблення отриманих результатів експериментальних масивів проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням спеціальних методик кореляційного та регресійного аналізів експериментальних значень для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [6, 7].

Для отримання регресійної моделі параметру оптимізації, тобто, залежності сили різання P_z^i від швидкості різання V , подачі різання S та глибини різання t , або $P_z^i = f(n, S, t)$, вибрано відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проведено у наступній послідовності.

Оскільки, у проведенні експериментів змінні незалежні фактори n , S та t неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають

значення цих факторів – різні порядки, то їх приведено до єдиної системи розрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлено за залежністю [6, 7]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.1)$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні;

ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

Повнофакторний експеримент проведено на двох рівнях варіювання факторами. Введено умовні позначення верхнього та нижнього рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1 для побудови план-матриці планування експериментів [6]. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані	
	Натур.	Код.			
швидкість різання, V , м/хв	X_1	x_1	100	150/+1	50/-1
подача різання, S , мм/об	X_2	x_2	0,5	0,6/+1	0,1/-1
глибина різання, t , мм	X_3	x_3	0,7	0,8/+1	0,1/-1

Після кодування вхідних факторів складено план-матрицю повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих вхідних факторів у експерименті, які наведено у табл. 3.2.

З метою достовірної оцінки залежностей $P_z^i = f(n, S, t)$ під час проведення експериментальних лабораторних досліджень, необхідну

кількість вимірів показників, що контролюються (повторюваність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [7], при цьому досліди провели у трикратній повторності, а в окремих випадках і більше.

Таблиця 3.2

ПЛАН-МАТРИЦЯ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТІВ ТИПУ ПФЕ 2^3

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{ср.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	U_{11}	U_{12}	U_{13}	U_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	U_{21}	U_{22}	U_{23}	U_{2c}
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+	U_{31}	U_{32}	U_{33}	U_{3c}
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	U_{41}	U_{42}	U_{43}	U_{4c}
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	U_{51}	U_{52}	U_{53}	U_{5c}
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	U_{61}	U_{62}	U_{63}	U_{6c}
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	U_{71}	U_{72}	U_{73}	U_{7c}
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	U_{81}	U_{82}	U_{83}	U_{8c}

Порядок проведення експериментів і визначення показників сили різання проведено за відомими стандартними методиками згідно встановлених діючих положень та рекомендацій [6, 7].

Для реалізації складеної план-матриці, та усунення впливу неконтрольованих і нерегульованих факторів (перепади напруги, затуплення різця тощо) на значення параметрів оптимізації проведено її рандомізацію шляхом застосування методу випадкового балансу, який реалізовано способом витягування порядкових номерів дослідів з урни [6].

Рандомізовану план-матрицю повнофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведено у додатку Д1.

Отримані результати розрахунків зведено у таблицю результатів експериментальних досліджень. При цьому функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі

неповного квадратного полінома [6], який описує реальний експериментальний процес:

$$Y = P_z^i = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3, \quad (3.4)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{123}$ - коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів x_i ;

x_1, x_2, x_3 - вхідні кодовані фактори.

Коефіцієнти апроксимуючого поліному, представленого у вигляді неповного квадратичного рівняння, за умови ортогональності й симетрії, визначено за відповідними загальними формулами [6]:

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}; \quad (3.5)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} і b_{ijk}

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}; \quad b_{ijk} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} x_{ku} \bar{y}_u}{N}, \quad (3.6)$$

де x_{iu} - значення кодової змінної у відповідному стовпці плану експерименту;

\bar{y}_u - середній результат u -го дослідження;

u - порядковий номер дослідження;

i - номер фактору;

j, k - номер фактору, відмінного від i -го;

N - кількість проведених експериментів.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проведено за t -

критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [7]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.7)$$

де n - кількість паралельних дослідів (повторності одного експерименту);

$j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію відтворення дослідів:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (3.8)$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (3.9)$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (3.10)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибрано з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [7].

Визначено ступень відповідності:

$$f = (n-1)N, \quad (3.11)$$

де n - число повторень експерименту (паралельні дослідів);

Якщо умова значимості (3.10) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним результатам, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F - критерієм Фішера наступним чином [6]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (3.12)$$

де $N - g'$ - число степенів вільності дисперсії адекватності;

g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

\bar{y}_u - середнє значення відгуку в u -му досліді;

\tilde{y}_u - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (3.13)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення дослідів;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$ [131].

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності:

$$F_p < F_T. \quad (3.14)$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p - критерію Фішера менше табличного F_T за 5 % - го рівня значущості, числі ступеня вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі ступеня вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

За результатами розрахунків, які проведено за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК побудовано залежності поверхні

відгуку параметру оптимізації та двомірний переріз поверхні відгуку для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень.

Для побудови та аналізу залежностей сили різання від швидкості, подачі та глибини різання використано пакет статистичної програми для ПК „Statistica 6.0”. Аналіз випадковості процесу оцінювали за стандартними методиками, при цьому визначали математичне очікування M , дисперсію випадкової величини D та коефіцієнт варіації V [6, 7].

Залежність параметру оптимізації, тобто, залежність сили різання від зміни одного вхідного фактору за постійного значення інших факторів побудовано за допомогою пакету прикладної програми “Mat Cad 6.0”.

Таблиця 3.3

РАНДОМІЗОВАНА ПЛАН-МАТРИЦЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ ТИПУ ПФЕ 2³

№ досліджу		Рівні факторів				Взаємодія факторів			
Ранд.	Поряд.	X_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$
1	6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1
2	3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1
3	5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
4	1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1
5	2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1
6	8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
7	4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1
8	7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1

3.2. Програма профілювання секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів необхідного профілю на ЧПК

Для профілювання секцій РО ГГК за зовнішнім діаметром переміщення різця із точки 1 в точку 2 можна запрограмувати в абсолютній системі координат (тобто в початкових розмірах). Необхідно відмітити, що за заданих переміщень система виводить інструмент в точку, що визначається координатами. Необхідно вказати, що всі значення координати X задаються діаметрами, а не радіусами. Відповідні значення наведено в таблиці 3.4, де в

дужках відображено діаметральні розміри по осі X.

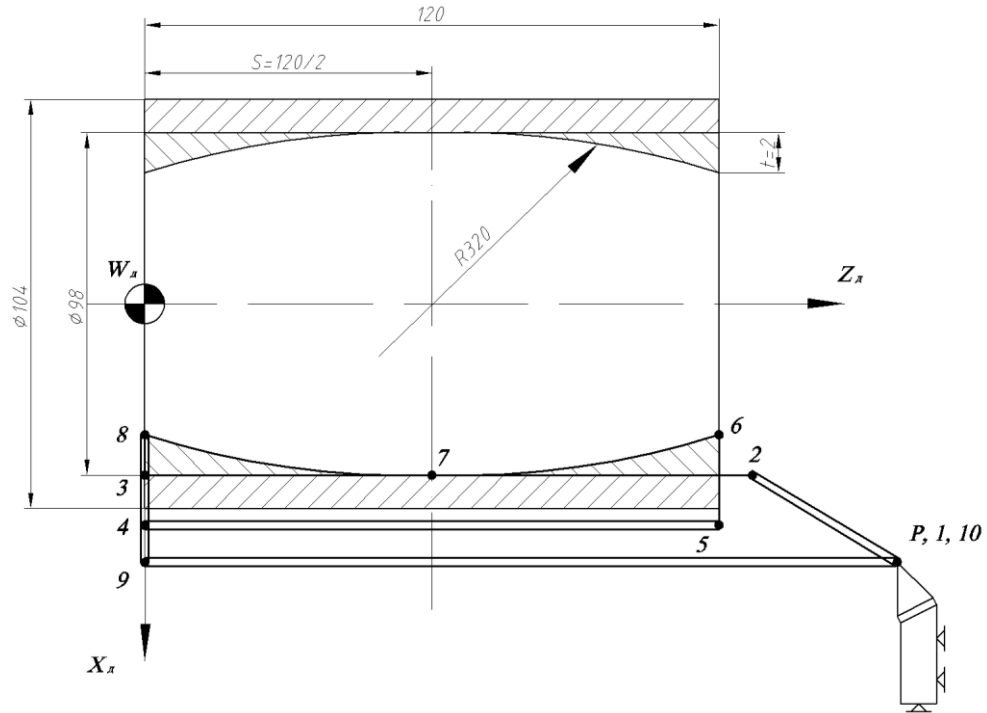


Рис. 3.1. Операційний ескіз профілювання секцій РО ГГК по зовнішньому діаметру на верстаті з ЧПК

Програма для токарних верстатів, обладнаних СЧПК класу NC(SNC)

Таблиця 3.4

Вихідна таблиця координат опорних точок в системі координат деталі $X_0W_0Z_0$

ОПОРНА ТОЧКА	Координата, мм	
	Z_d	X_d
1	180	60(120)
2	122	49(98)
3	0	49(98)
4	0	50(100)
5	120	50(100)
6	120	47(94)
7	60	49(98)
8	0	49(98)
9	0	60(120)
10	180	60(120)

В перших кадрах проведено швидке переміщення інструменту в початкову точку з швидким позиціонуванням і точним підводом, враховуючи частоту обертання і забезпечуючи кодування інструменту, що в майбутньому під час зношування інструменту забезпечить його коректування.

В подальшому обробленні забезпечується переміщення інструменту із робочою подачею по зовнішньому діаметру заготовки.

Після зняття поверхневого шару інструмент відводиться і швидко переміщується по координаті в точку 5, після чого встановлюється робоча подача та підхід до точки 6.

Для забезпечення R320 в програму введено колову інтерполяцію за годинниковою стрілкою G02 із встановленням опорних точок інструменту, величини подачі та інших додаткових функцій.

Після оброблення кривої поверхні інструменту надається знову відвід і швидке переміщення в початкове положення.

Залежно від режимів оброблення та матеріалу заготовки встановлено функції охолодження, тобто подачу змащувально-охолоджувальної рідини (ЗОР) в зону різання та величини лінійної й кругової інтерполяції у випадку зношування інструменту.

3.3. Технологічне спорядження для виготовлення півмуфт робочих органів секцій гнучких гвинтових конвєсрїв

Пристрій для складання півмуфт секцій РО ГГК представлено на рис.3.2, який виконано у вигляді плити, 1 до якої по краях жорстко приварено вертикальні стійки ліва 2 і права 3, паралельні між собою з центральними співвісними отворами, відповідно 4 і 5. У отвір 4 лівої вертикальної стійки 3 жорстко встановлено лівий установчий елемент 6 з фігурними виступами 7, розміщені рівномірно по колу, аналогічні до виємok 8 правої втулки 16 секції гіперболічного шнека. У центральному отворі 5 правої стійки 3 встановлено правий установчо-притискний елемент 10 з можливістю осьового переміщення на шліцах, які виконані на зовнішній поверхні правого кінця 11 меншого діаметра правого установчо-притискного елемента.

Шліці правого кінця 11 установчо-притискного елемента 10 взаємодіють з відповідними шліцами другої правої крайньої стійки 12, які виконані в центральному отворі 13. Причому ця стійка є паралельною до двох попередніх 2 і 3 і жорстко закріплена до плити 1, а в зазорі між правими стійками 3 і 12 на зовнішній поверхні шліців правого установчо-притискного елемента 10 встановлено пружину стискування 14, яка правим кінцем взаємодіє з площиною другої крайньої правої стійки 12, а лівим кінцем взаємодіє з торцевою поверхнею 15 більшого діаметра правого установчо-притискного елемента 10.

На правий установчо-притискний елемент 10 з лівого кінця встановлено праву втулку 16 секції гіперболічного шнека.

Шліцеве з'єднання правого установчо-притискного елемента 10 виконано співвісно в межах допуску згідно технічних вимог із втулками лівого установчого елемента 6 і правого установчо-притискного елемента.

В правому установчо-притискному елементі 10 з лівого його торця й лівою торцевою площиною крайньої правої стійки 2 утворено торцевий зазор S , величина якого повинна бути менша за величину його осевого ходу для можливості знімання зварної секції гіперболічного шнека з пристрою.

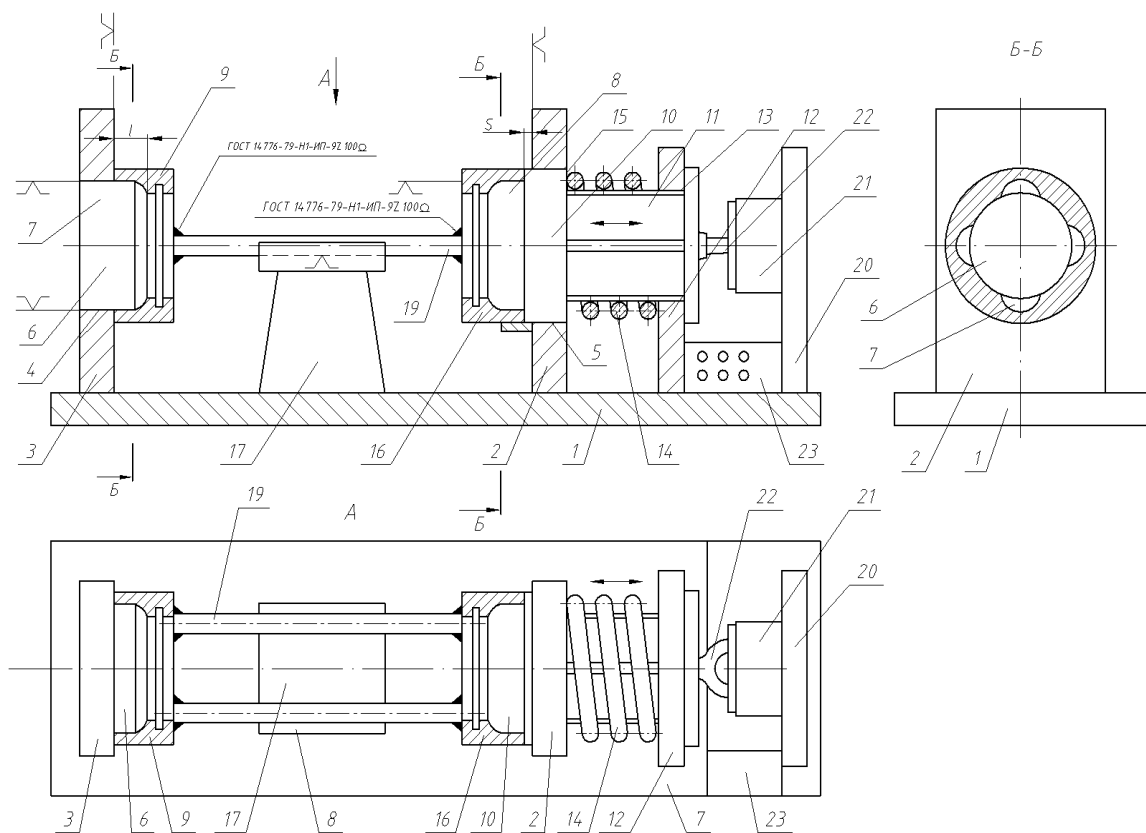


Рис. 3.2. Пристрій для зварювання секцій гіперболічного шнека

Нижче осі центральних отворів 4 і 5 вертикальних стійок 2 і 3 встановлено опора 17, на якій встановлено планку 18, площина якої паралельна до базуючих поверхонь розпорних стержнів 19, які між собою є у взаємодії та жорстко з'єднують ліву 9 і праву 16 втулки секції гіперболічного шнека. В разі потреби кількість розпорних стержнів може бути більше двох. З правого крайнього кінця плити 1 жорстко встановлено упорну стійку 20, до якої жорстко закріплено силовий циліндр 21, який за допомогою тяги 22 з'єднано з правим установчо-притискним елементом 10 з можливістю осьового переміщення.

Пристрій оснащено пультом керування 23, який керує подачею мастила або стиснутого повітря в силовий циліндр (насос на кресленні не вказано).

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Втулки 9 і 16 встановлювали на відповідні установчий елемент 6 і установчо-притискний елемент 10 пристрою. На опорну плиту 18 встановлювали розпорні стержні 19, при цьому установчо-притискний елемент 10 знаходився в правому крайньому положенні. Після встановлення розпорних стержнів 19 силовий циліндр 21 переміщує правий установчо-притискний елемент 10 в ліве крайнє положення. У разі великого зазору між одним кінцем опорних стержнів 19 і втулкою 16 його розбивали на дві рівні величини та здійснювали зварювання конструкцій півавтоматом проволочним в середовищі захисних газів.

Поверхні пристрою покривають тонкими пластинами міді або латуні для того, щоб зварювальні бризки не прилипали до металу (на кресленні не показано).

Норму штучного часу при електродуговому зварюванні секцій конвеєра визначено за формулою:

$$t_{um} = t_0 + t_{don1} \cdot l + t_{don2} \cdot k_1; \quad (3.15)$$

де t_0 - основний час на 1 м довжини шва за хвилину, хв;

t_{don1} - допоміжний час, пов'язаний з утворенням шва, хв;

t_{don2} - допоміжний час пов'язаний з зварюванням виробом і управлінням обладнання, хв;

l - довжина шва, м;

k_1 - коефіцієнт, що враховує час на обслуговування робочого місця, відпочинок і природні потреби.

Допоміжний час t_{don1} , пов'язаний з утворенням шва, включає час на зачищення і огляд крайок, заміну електродів, збір флюсу, замір, огляд і зачищення зварного шва від шлаку. Допоміжний час t_{don2} включає час встановлення, повертання і зняття виробу, підготовлення, встановлення автомату на початку шва та відключення в кінці шва.

Основний час для електродугового зварювання визначено, а залежністю [48]:

$$t_o = \frac{G}{(I + K)} = \frac{60F \cdot v \cdot l}{(I \cdot K)}; \quad (3.16)$$

де G – маса наплавленого металу, г;

F – площа поперечного перерізу наплавленого шва, мм²;

v – густина наплавленого металу, кг/м³; $v = 7,85 \cdot 10^3$;

I – сила струму, А;

K – коефіцієнт наплавлення електродів, г/А·год, який залежить від марки електрода, сили струму, тощо.

3.4. Вплив режимів різання на якість оброблення гвинтових секцій гнучких конвеєрів

Для проведення експериментальних досліджень були виготовлені секції гнучкого гвинтового конвеєра, їх обточування здійснювалося на токарному верстаті 16К20 (рис.3.3).

Гвинтові секції гнучкого конвеєра діаметром 100мм і довжиною 120мм (матеріал гвинта Ст3 і сталь 08кп), проточували з різними режимами обробки різцями з твердого сплаву Т15К6.

Значення теоретичних (розрахункових) величин шорсткості поверхні визначено за залежністю [1]:

$$R_a = K_0 \frac{S^{K1} (90^\circ + \gamma)^{K4}}{\rho^{K2} V^{K3}}, \quad (3.17)$$

Складову сили різання для жорстких деталей розраховано за формулою [49]:

$$P = C_p \cdot t^{X_p} \cdot s^{Y_p} \cdot V^{n_p} \cdot K_p; \quad (3.18)$$

де C_p – стала сили різання;

K_p – коефіцієнт сили різання, який залежить від параметрів процесу різання;

X_p, Y_p, n_p – показники степеней для визначення сили різання.

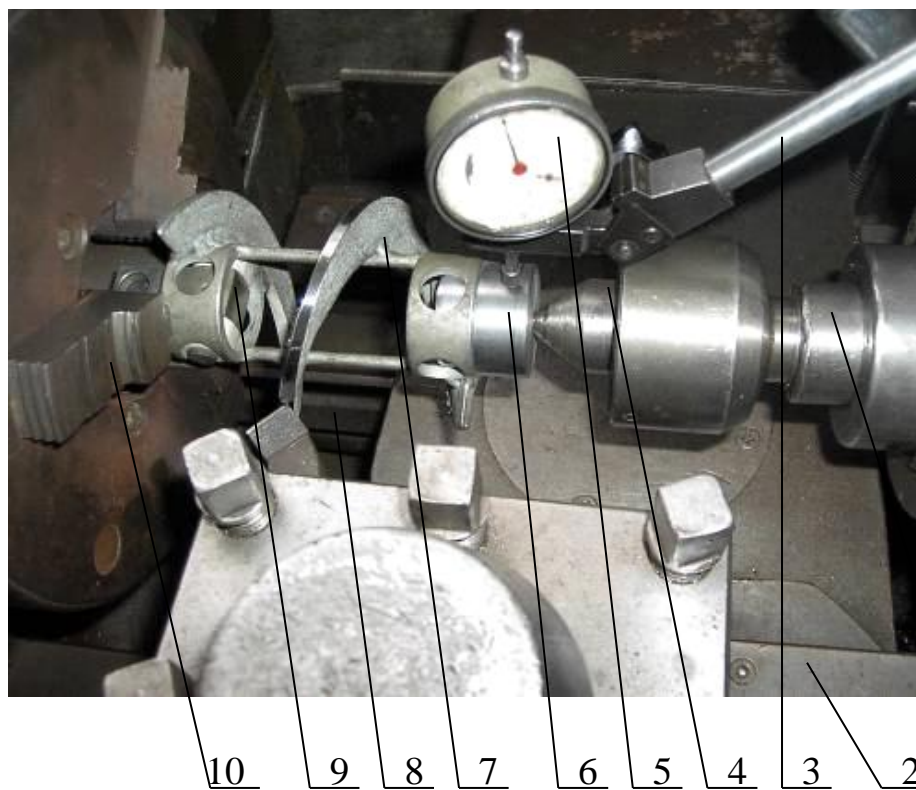


Рис. 3.3. Експериментальна установка для проточування секцій гнучкого гвинтового конвєса:

1 – задній центр; 2 – супорт верстата; 3 – штанга індикатора; 4 – вставка; 5 – індикатор; 6 – права втулка; 7 – гвинтова спіраль; 8 – різець; 9 – ліва втулка; 10 – токарний патрон

3.5. Програма та методика дослідження стійкості різців для точіння

В процесі проточування поверхонь шнеків виникають складні явища, пов'язані з ударною взаємодією зовнішньої крайки спіралі з різцем. При

цьому експерименти планували на основі багатофакторного аналізу, тобто одночасної зміни всіх змінних факторів $X_1(V)$, $X_2(S)$, $X_3(t)$ з необхідним визначенням постійної b_0 і коефіцієнтів b_1 , b_2 , b_3 .

План проведення дослідів передбачав дві серії по шість дослідів в кожній із них – чотири основні та два додаткові.

Вибір режимів різання проведено таким чином, щоб спростити кодування з врахуванням можливостей верстату та граничних режимів різання (табл.3.5).

Таблиця 3.5

Режими різання та кодові позначення

Рівень	Оберти шпинд.	Режими різання			Кодові позначення		
		V , м/хв	S , мм/об	t , мм	X_1	X_2	X_3
верхній	630	198	0,5	3	1	1	1
середній	400	125	0,35	2	0	0	0
нижній	200	63	0,25	1	-1	-1	-1

Примітка: діаметр оброблення поверхні шнека дорівнює 100мм.

Ці рівні закодовані за допомогою рівнів перетворення таким чином, щоб верхній рівень відповідав +1, а нижній -1:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{2(\ln V - \ln 198)}{(\ln 198 - \ln 63)} + 1 \\ x_2 &= \frac{2(\ln S - \ln 0,5)}{(\ln 0,5 - \ln 0,25)} + 1 \\ x_3 &= \frac{2(\ln t - \ln 3)}{(\ln 3 - \ln 1)} + 1 \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

Тут, в плані експерименту, наприклад, за одиницю швидкості різання прийнято величину $\frac{\ln 198 - \ln 63}{2}$. Таким чином, швидкість різання V перетворюється шляхом ділення її на прийняту одиницю.

Аналогічно приймаємо для подачі та глибини різання.

Для спрощення розрахунків композиційний план побудовано згідно “італійського кубу”, побудованого на трьох ортогональних координатах із початком в центрі куба (рис.3.4).

На вершинах куба позначено номери дослідів і режимів різання згідно таблиці 3.6.

Дослідні точки задаються вершинами. На рисунку вони позначені чорними кружечками згідно перших чотирьох дослідів; додатково два дослідів поставлено в центрі куба для перевірки гіпотези адекватності (досліди 9 і 10).

Якщо гіпотеза адекватності не виконується, то проводять ще шість дослідів: добудовуються вершини (позначені колами) і ще два дослідів в центрі.

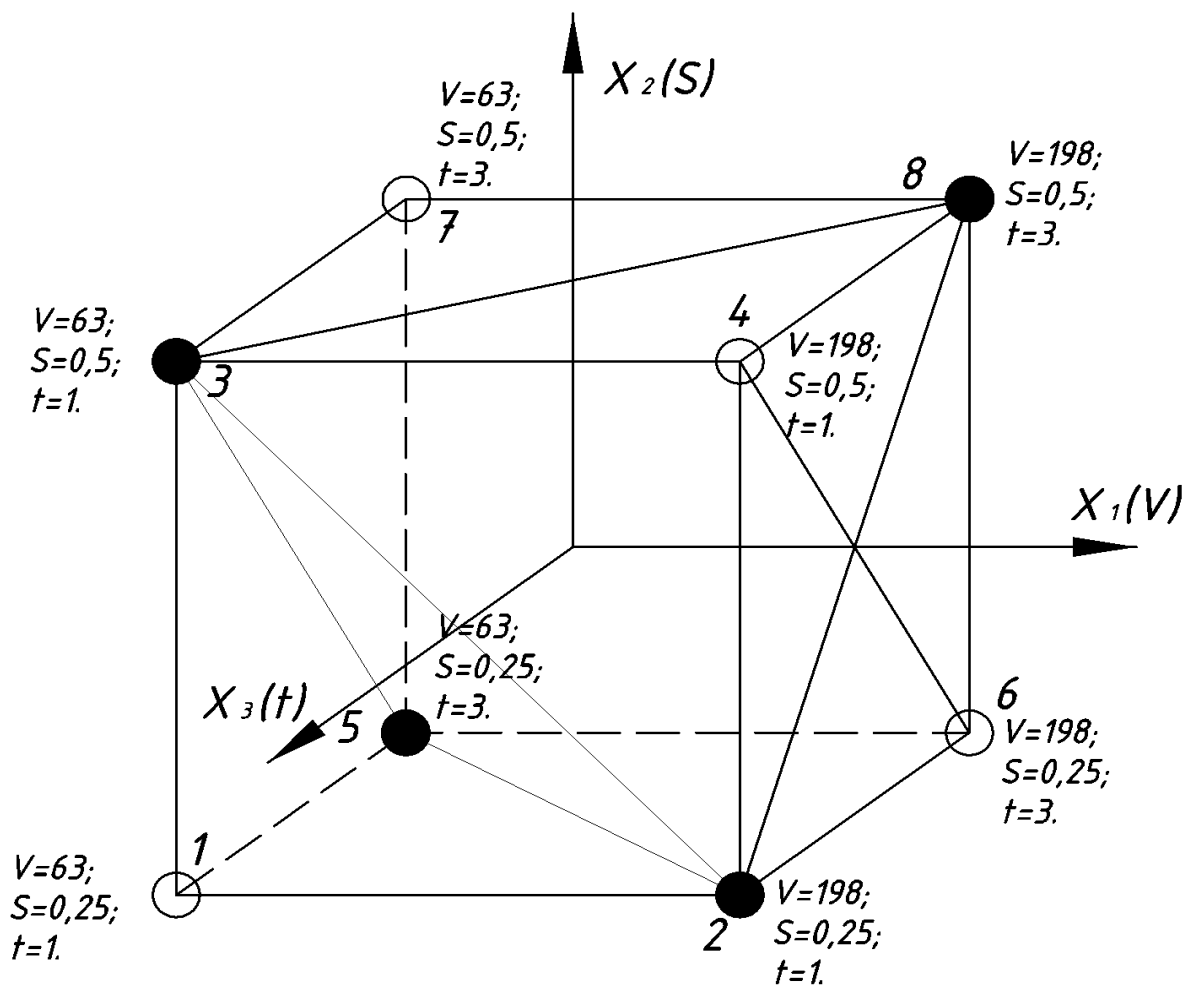


Рис. 3.4. Композиційний план дослідження згідно “італійського кубу”

Результати 12 дослідів точіння шнека із вуглецевої сталі твердосплавним різцем наведено в таблиці 3.6.

За критерій затуплення різця прийнято розмір фаски зношення задньої поверхні різця $h_3=0,5\text{мм}$.

Таблиця 3.6

Результати досліджень режимів різання, кодові значення та стійкість різця

№ дослідів	№ серії	Режими різання			Кодові позначення			T, хв	$y=\ln T$
		V, м/хв	S, мм/об	t, мм	X ₁	X ₂	X ₃		
1	2	63	0,25	1	-1	-1	-1	95	4,55
2	1	198	0,25	1	1	-1	-1	20	3,00
3	1	63	0,5	1	-1	1	-1	100	4,61
4	2	198	0,5	1	1	1	-1	16	2,77
5	1	63	0,25	3	-1	-1	1	100	4,55
6	2	198	0,25	3	1	-1	1	23	3,14
7	2	63	0,5	3	-1	1	1	70	4,25
8	1	198	0,5	3	1	1	1	10	2,30
9	1	125	0,35	2	0	0	0	40	3,69
10	1	125	0,35	2	0	0	0	45	3,81
11	2	125	0,35	2	0	0	0	43	3,76
12	2	125	0,35	2	0	0	0	50	3,91

Оцінка параметрів.

На основі результатів серії №1 із шести дослідів варто оцінити чотири коефіцієнти в емпіричній формулі:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3.$$

Таблиця 3.7

Матриця незалежних змінних X для серії «1 із шести дослідів має вигляд:

Параметр	X_0	X_1	X_2	X_3	№ дослідів	$T, \text{хв}$	$y = \ln T$
X	1	1	-1	-1	2	20	3.00
	1	-1	1	-1	3	100	4.61
	1	-1	-1	1	5	23	3,14
	1	1	1	1	8	10	2,30
	1	0	0	0	9	10	3,69
	1	0	0	0	10	45	3,81

Згідно способу найменших квадратів необхідно, щоб сума квадратів відхилень фактичних значень y від формальних, отриманих за рівнянням (3.19) $y_{x_1 x_2 x_3}$, була найменшою, тобто:

$$\sum (y - y_{x_1 x_2 x_3})^2 = \min. \quad (3.20)$$

Ліву частину виразу (5) позначимо буквою f (f – функція від невідомих параметрів b_0, b_1, b_2, b_3).

Мінімум цієї функції знайдемо із рівнянь:

$$\frac{df}{db_0} = 0; \quad \frac{df}{db_1} = 0; \quad \frac{df}{db_2} = 0; \quad \frac{df}{db_3} = 0. \quad (3.30)$$

Продиференціювавши ці вирази, складено систему рівнянь в кінцевому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \sum y &= nb_0 + b_1 \sum x_1 + b_2 \sum x_2 + b_3 \sum x_3; \\ \sum yx_1 &= b_0 \sum x_1 + b_1 \sum x_1^2 + b_2 \sum x_1 x_2 + b_3 \sum x_1 x_3; \\ \sum yx_2 &= b_0 \sum x_2 + b_1 \sum x_2 x_1 + b_2 \sum x_2^2 + b_3 \sum x_2 x_3; \\ \sum yx_3 &= b_0 \sum x_3 + b_1 \sum x_3 x_1 + b_2 \sum x_3 x_2 + b_3 \sum x_3^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.31)$$

Рівняння (3.31) даю можливість визначити:

$$b_0 = \frac{\sum y}{n}, \text{ де } n - \text{число дослідів; } n=6;$$

$$b_1 = \frac{\sum yx_1}{\sum x_1^2} = \frac{\sum yx_1}{y}; \quad b_2 = \frac{\sum yx_2}{\sum x_2^2}; \quad b_3 = \frac{\sum yx_3}{\sum x_3^2} = \frac{\sum yx_3}{y}. \quad (3.32)$$

Необхідно зазначити, що інші члени рівнянь дорівнюють нулю, оскільки вектори x_1, x_2, x_3 є ортогональними і $\sum x_i = 0$.

Залежності для визначення коефіцієнтів $b_0 \dots b_3$ згідно рівняння (3.32) мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= 1/6 (y_2 + y_3 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10}) \\ b_1 &= 1/4 (y_2 - y_3 - y_5 + y_8) \\ b_2 &= 1/4 (-y_2 + y_3 - y_5 + y_8) \\ b_3 &= 1/4 (-y_2 - y_3 + y_5 + y_8) \end{aligned} \right\} \quad (3.33)$$

Тут індекси при y позначено номерами дослідів (табл.3.7).

Підстановкою рівняння (3.33) значення дослідів із таблиці 3.32, отримано:

$$\begin{aligned} b_0 &= 1/6 (3,0 + 4,61 + 4,55 + 2,3 + 3,69 + 3,81) \approx 3,66; \\ b_1 &= 1/4 (3,0 - 4,61 - 4,55 + 2,3) \approx -0,96; \\ b_2 &= 1/4 (-3,0 + 4,61 - 4,55 + 2,3) \approx -0,16; \\ b_3 &= 1/4 (-3,0 - 4,61 + 4,55 + 2,3) \approx -0,19. \end{aligned}$$

В цьому випадку для серії дослідів №1 отримано формулу для визначення стійкості різців:

$$\ln T \approx 3,66 - 0,96x_1 - 0,16x_2 - 0,19x_3. \quad (3.34)$$

Формулу (3.34) необхідно розшифрувати згідно рівнянь (3.19), тобто:

$$x_1 = \frac{2(\ln V - \ln 198)}{\ln 198 - \ln 63} + 1 \approx \frac{2(\ln V - 5,29)}{5,29 - 4,14} + 1 = 1,739 \ln V - 8,2;$$

$$x_2 = \frac{2(\ln S - \ln 0,5)}{\ln 0,5 - \ln 0,28} + 1 \approx \frac{2(\ln S + 0,69)}{-0,69 + 1,39} + 1 = 2,857 \ln S + 2,97;$$

$$x_3 = \frac{2(\ln t - \ln 3)}{\ln 3 - \ln 1} + 1 \approx \frac{2(\ln t - 1,1)}{1,1 - 0} + 1 = 1,82 \ln t - 1.$$

Підставляючи значення x_1, x_2, x_3 в рівняння (3.34), отримано уточнену формулу для визначення виразу логарифму стійкості різців:

$$\begin{aligned} \ln T &= 3,66 - 0,96 (1,739 \ln V - 8,2) - 0,16 (2,857 \ln S + 2,97) - 0,19 (1,82 \ln t - 1) \\ &= 11,24 - 1,67 \ln V - 0,46 \ln S - 0,35 \ln t. \end{aligned}$$

Отже, кінцева формула для визначення стійкості різців для оброблення гвинтових секційних робочих органів приймає вигляд:

$$T = \frac{e^{11,24}}{V^{1,67} S^{0,46} t^{0,35}}. \quad (3.35)$$

Після статистичного аналізу результатів серії №1, коли виявилися значні інтервали коливань стійкості для 95% достовірності, було проведено ще шість дослідів серії №2 досліджень.

В результаті всіх 12 дослідів відповідно до вище наведених розрахунків і таблиці 3.7, отримано уточнені коефіцієнти для визначення стійкості різців:

$$b_0 = \frac{1}{12} (4,55 + 3,00 + 4,61 + 2,77 + 4,55 + 3,14 + 4,25 + 2,30 + 3,69) = 3,695;$$

$$b_1 = \frac{1}{8} (4,55 + 3,00 - 4,61 + 2,77 - 4,55 - 3,14 - 4,25 + 2,3) = -0,84;$$

$$b_2 = \frac{1}{8} (4,55 - 3,00 + 4,61 + 2,77 - 4,55 - 3,14 + 4,25 + 2,3) = -0,164;$$

$$b_3 = \frac{1}{8} (4,55 - 3,00 - 4,61 - 2,77 + 4,55 + 3,14 + 4,25 + 2,3) = -0,09;$$

$$\begin{aligned} \ln T &= 3,695 - 0,84 (7,39 \ln V - 8,2) - 0,164(2,857 \ln S + 2,97) - 0,09(1,82 \ln t - 1) = \\ &= 10,185 - 1,46 \ln V - 0,47 \ln S - 0,16 \ln t; \end{aligned}$$

$$T = \frac{e^{10,185}}{V^{1,46} S^{0,47} t^{0,16}}. \quad (3.36)$$

Формула (3.36) незначно відрізняється за коефіцієнтами формули (3.35), але довірчі інтервали значно покращилися завдяки більшій кількості дослідів.

за результатами теоретичних досліджень побудовано наступні графічні залежності.

На рис. 3.5 зображено залежність стійкості інструменту від його подачі S.

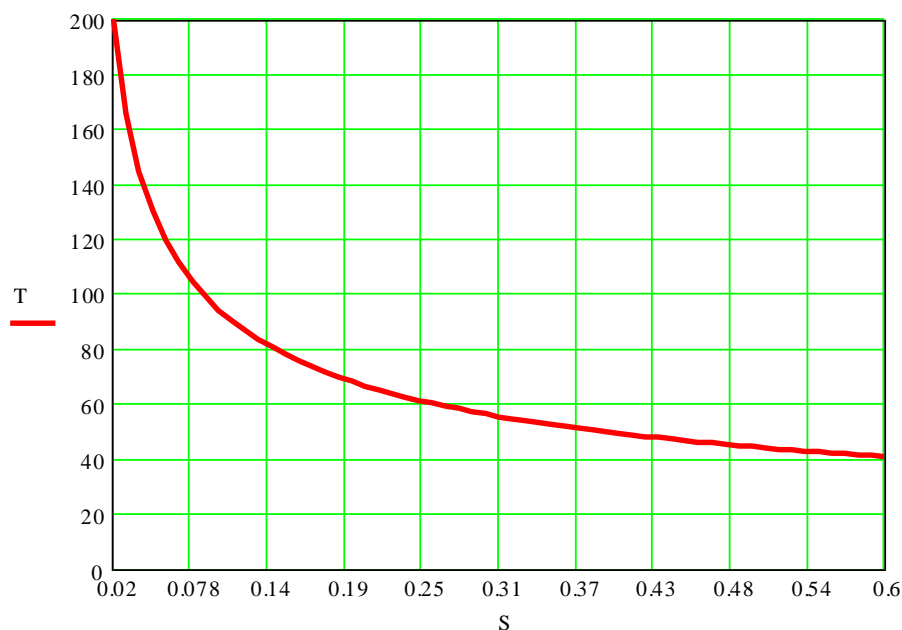


Рис. 3.5. Графік залежності стійкості інструменту від подачі при $t=1\text{мм}$; $V=100\text{м/хв}$.

Як видно з отриманої графічної залежності стійкість інструменту при профілюванні секції ГГК зменшується із збільшенням його подачі. Оптимальними є значення подачі в межах $S=0,25\text{--}0,5\text{мм/об}$, при цьому забезпечується стійкість в межах 60–40 хв.

На рис.3.6 зображено залежність стійкості інструменту від глибини різання t .

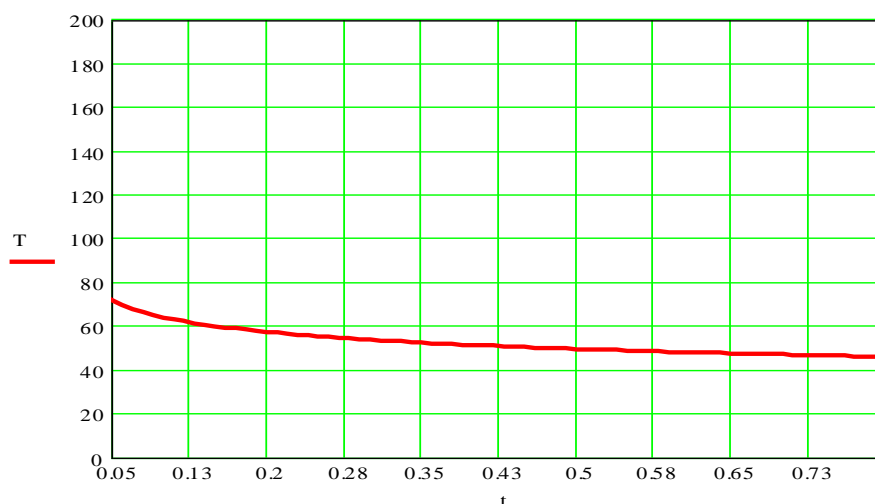


Рис. 3.6. Графік залежності стійкості інструменту від глибини різання при $S=0,5\text{мм/об}$; $V=100\text{м/хв}$.

Як видно з рис. 3.6 глибина різання майже не впливає на стійкість

інструменту. Зростання стійкості спостерігається лише при глибинах різання менше $t < 0,13$ мм.

На рис. 3.7 зображено залежність стійкості інструменту при проточуванні секції ГГК від швидкості різання.

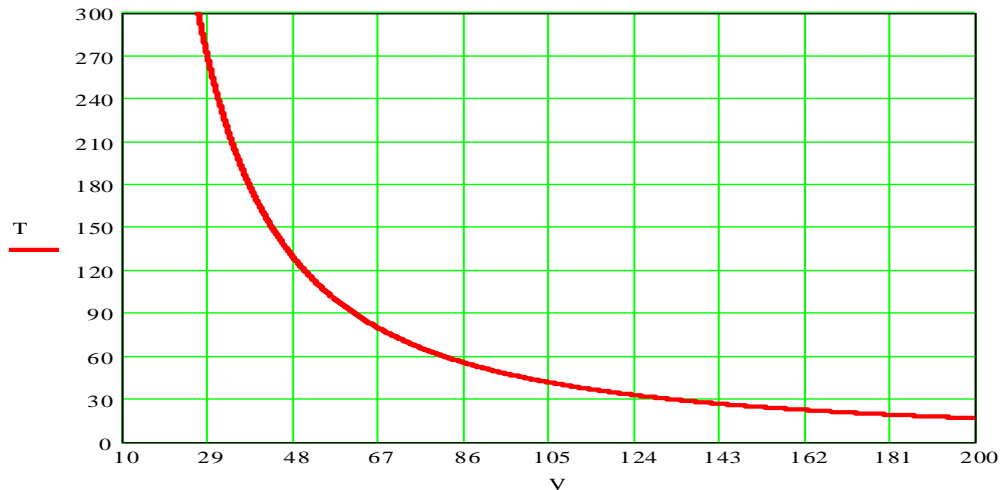


Рис. 3.7. Графік залежності стійкості інструменту від швидкості різання при $t=1$ мм; $S=0,5$ м/хв.

Як видно з наведеного графіка стійкість інструменту зменшується із збільшенням швидкості різання. Оптимальними є значення швидкості різання в межах $V=50-100$ м/хв., при цьому забезпечується стійкість інструменту в межах 120-40хв.

3.6. Стенд для дослідження характеристик гнучких гвинтових конвеєрів

Для підвищення надійності і довговічності ГГК секційні РО необхідно профілювати в поздовжньому напрямку, щоб торцеві діаметри секцій були меншими ніж в проміжку між ними. Це буде сприяти тому, що кінці секцій при роботі конвеєрів на криволінійних трасах не будуть вискоблювати рукави і не забруднюватимуть матеріал який транспортують, а також підвищення експлуатаційної надійності і довговічності пар тертя ГГК.

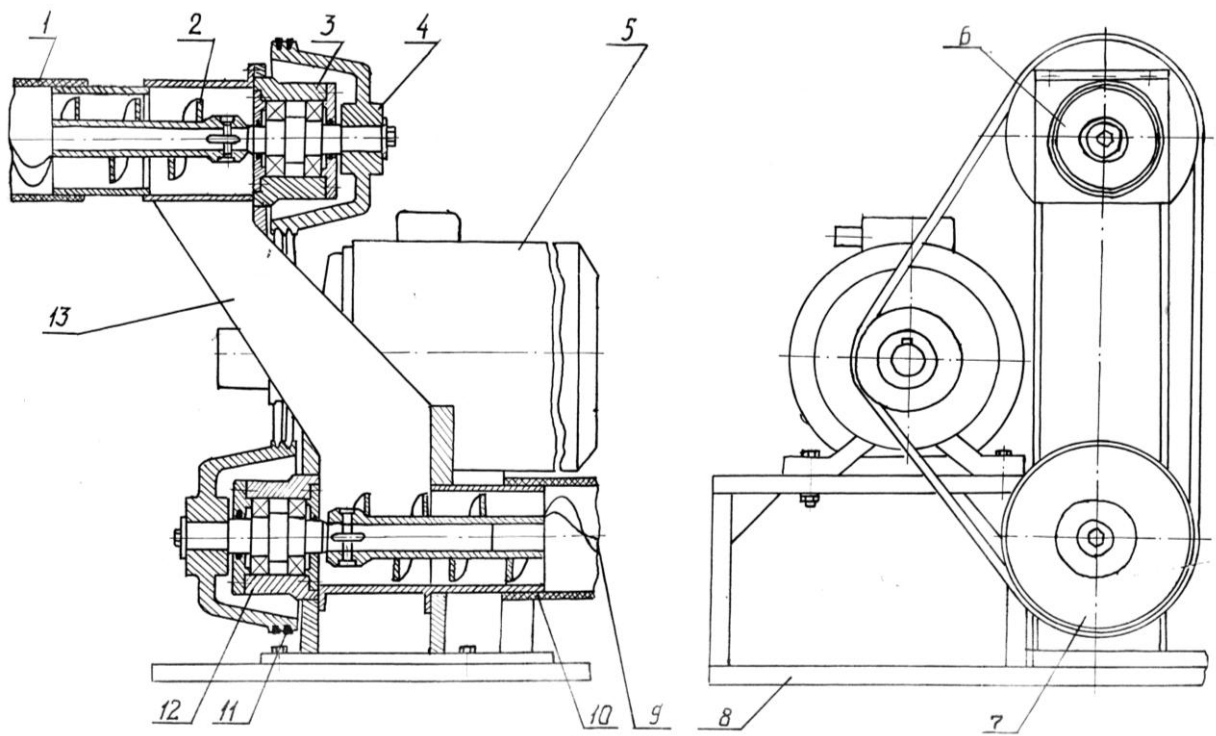


Рис. 3.8. Стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів

Крім цього для дослідження втрат продуктивності і енерговитрати ГГК було спроектовано і виготовлено стенд, який зображено на рис.3.8. Де приведена конструкція ГГК з пересипом, який складається з пересипного рукава 13, у верхній частині якого кріпиться завантажувальний блок 6 стенда. Останній складається з привідного вала з шківом 4 встановлено на підшипниках в корпусі 3, а на вільному кінці привідного вала консольно закріплено завантажувальну спіраль 2. В нижній частині пересипного рукава 13 кріпиться розвантажувальний блок, що складається з приводу 7 з підшипника і приводного вала, на кінці якого жорстко кріпиться розвантажувальна спіраль 9. Завантажувальна 2 і розвантажувальна 9 спіралі довжиною по 6 м і діаметром 0,1м встановлені в гнучких рукавах 1 і 10. Обертний рух завантажувальний і розвантажувальні шнеки одержують від електродвигуна 5 клино-пасовою передачею.

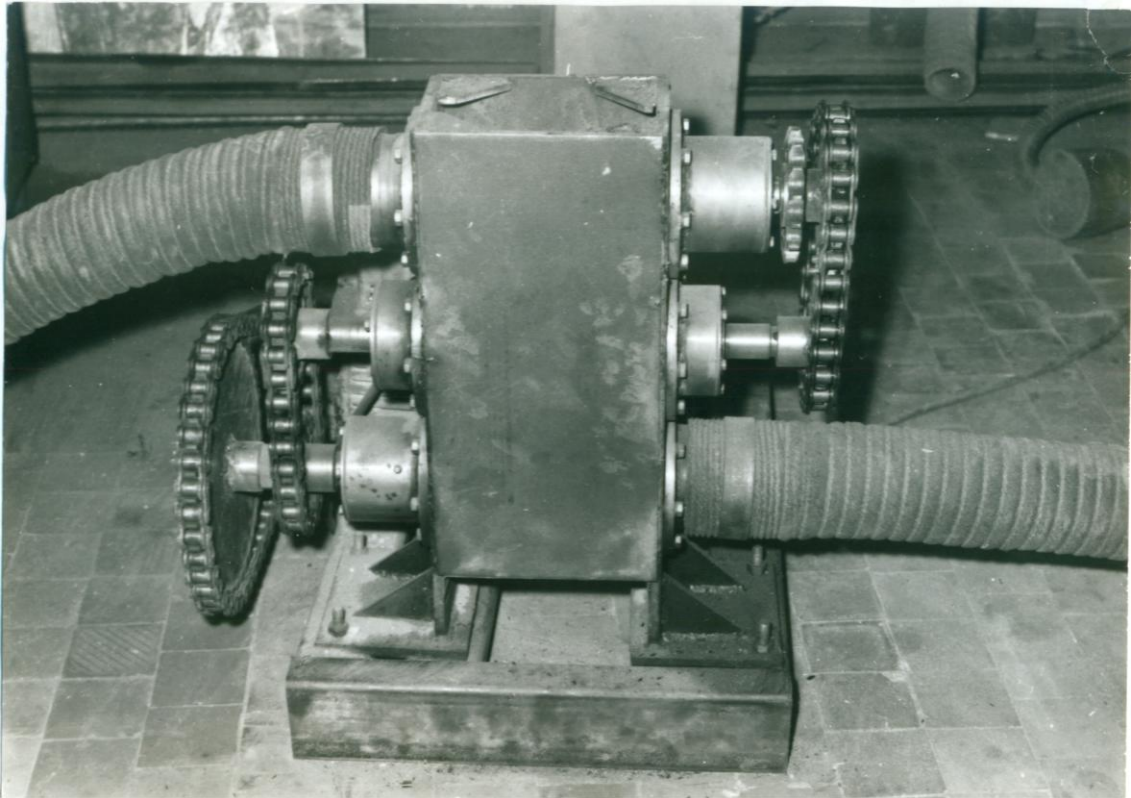


Рис. 3.9. Конвеєр з пересипом

Робота ГГК здійснюється наступним чином. Після виконання відповідних підготовчих операцій вмикають привід і спіраль 2 завантажувального блока подає сипкий матеріал з насипної купи або ємкості в пересипний патрубок 13 і далі на вхідний кінець розвантажувальної секції до виходу в призначене місце. Привід конвеєра здійснює електродвигун потужністю 1,5кВт. або від ВВП трактора.

В результаті експериментальних досліджень встановлювали продуктивність гвинтового конвеєра в залежності від конструктивних параметрів, профілю секцій робочих органів, кількості обертів, кроку секцій та інших параметрів.

Технічна характеристика стенда.

Потужність приводу 1,5 кВт;

Кількість обертів РО – змінна в межах до 1200 об/хв.;

Продуктивність до 25т/год;

Довжина раси транспортування 12м;

Внутрішній діаметр кожуха 0,1м.

Представлена конструкція гнучкого гвинтового конвеєра з пересипом відпрацьована на технологічність є конкурентноздатною, пройшла широкі виробничі випробування і може мати практичне використання в різних галузях народного господарства як для їх використання в господарствах, а також для дослідження характеристик самих робочих органів ГГК..

3.7. Висновки

1. Розроблено програму і методику проведення експериментальних досліджень проточування і профілювання секцій робочих органів ГГК необхідного профілю на токарному верстаті 16К20 методом тензометрування з використанням спеціальних пристроїв. Розроблено методику дослідження ТП профілювання з повно факторним експериментом ПФЕ³ для сталей Ст3 і сталі 08кп з виведенням рівнянь регресії.
2. Розроблено програму ЧПК для профілювання секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів на токарному верстаті 16К20Ф3 з поздовжнім профілем радіусом 320мм.
3. Розроблена методика дослідження впливу режимів різання на якість обробки робочих органів гвинтових гнучких секційних конвеєрів на токарному верстаті 16К20, матеріал секцій сталь3 і сталь 08кп.
4. Розроблена програма і методика дослідження стійкості різців при проточуванні і профілюванні, так як при цьому виникають складні явища пов'язані з ударною взаємодією зовнішньої кромки спіралі з різцем. За критерієм затуплення різця прийнято розмір фаски зношення задньої поверхні різця $h_3=0,5\text{мм}$.
5. Спроектовано та виготовлено секційні гвинтові робочі органи діаметром 0,1м, довжиною секцій 0,12м, і довжиною завантажувального і розвантажувального шнеків по 6м.

6. Спроектовано та виготовлено технологічне оснащення для виготовлення деталей і самих секцій робочих органів ГГК і їх профілювання.

7. Спроектовано і виготовлено стенд для дослідження характеристик ГГК з різним профілем секцій. Технічна характеристика стенда: потужність приводу 1,5 кВт; кількість обертів РО – змінна в межах до 1200 об/хв.; продуктивність до 25т/год; довжина раси транспортування 12м; внутрішній діаметр кожуха 0,1м.

РОЗДІЛ 4
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНУЧКИХ
ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

**4.1. Дослідження процесів проточування й профілювання секцій
робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів**

Секції робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів відносяться до нежорстких деталей і, тому, операції проточування й профілювання є досить складними і їх необхідно проводити на спеціальних оправках у два етапи.

В процесі проточування й профілюванні секцій РО ГГК фактично здійснюється оброблення гвинтової заготовки діаметром 80 - 120мм довжиною 1,5-2 витка (100-150мм), товщиною 2-4мм і шириною 20-50мм, сталь 08кп і Ст3 згідно технічних вимог і робочих креслень в два етапи. Базовими поверхнями є внутрішній отвір і торцеві поверхні.

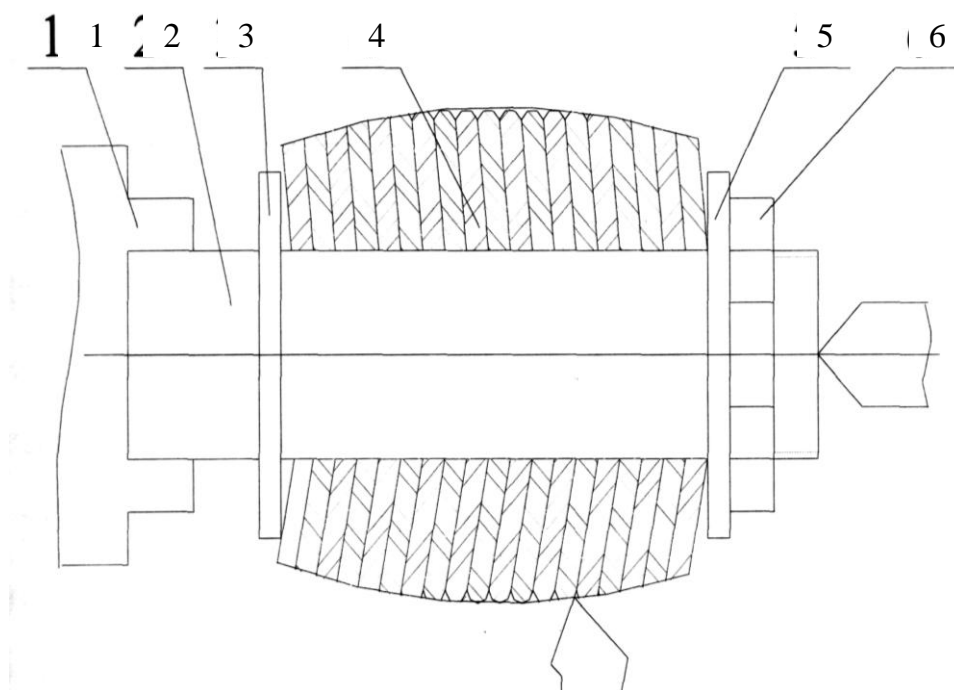


Рис. 4.1. Оправа для здійснення процесу чорнового профілювання гвинтових
поверхонь методом сліду

Перший етап – чорнове оброблення самих гвинтових заготовок, розтягнутих на необхідний крок і навитих в щільний пакет, які встановлювались на оправу 2 (рис.4.1), діаметр якої дорівнює внутрішньому діаметру гвинтових секцій. Довжина пакету гвинтових заготовок дорівнює довжині однієї секції робочого органу. В лівій частині оправы встановлено нерухомий циліндричний упор 3, причому його діаметр повинен бути меншим за зовнішнім діаметр гвинтових заготовок. З правої сторони пакет гвинтових заготовок підтискується циліндричною шайбою 5, геометричні розміри якої аналогічні розмірам упору, і закручується гайкою 6. Оправа з набором гвинтових заготовок 4 і оправою 2 жорстко кріпиться в кулачках 1 токарного верстату.

Зусилля закручування повинно бути більшим за зусилля різання для уникнення прокручування пакету в процесі профілювання.

Оправу з пакетом гвинтових заготовок встановлювали в шпindel токарного верстату 16К20Ф3. Профілювання здійснювалось на токарному верстаті з ЧПК згідно складеної керуючої програми для певних конструктивних параметрів гвинтових секцій. Крім цього, оброблення секцій можна здійснювати широким призматичним різцем або за копіром.

Зусилля замірювали методом тензометрування, а знімачі наклеювали на різець зверху й знизу за півмостовою схемою. За допомогою самописця Н-338-1П та підсилювача Топаз-4-01 здійснювали записи зусиль проточування, тарування знімачів проводили за допомогою важелів у статичному положенні.

В результаті експериментальних досліджень встановлено раціональні режими різання для чорнового проточування: швидкість різання $V=60 - 80$ м/хв; глибина різання $t=2,5 - 3,0$ мм; величина подачі $S=0,25 - 0,4$ мм/об. При цьому шорсткість становила $Rz=80$ мкм.

Другий етап калібрування зварних складальних секцій РО ГГК за радіусом $R=320$ мм або іншого профілю в поздовжньому перерізу на спеціальній оправі. (рис.4.2).

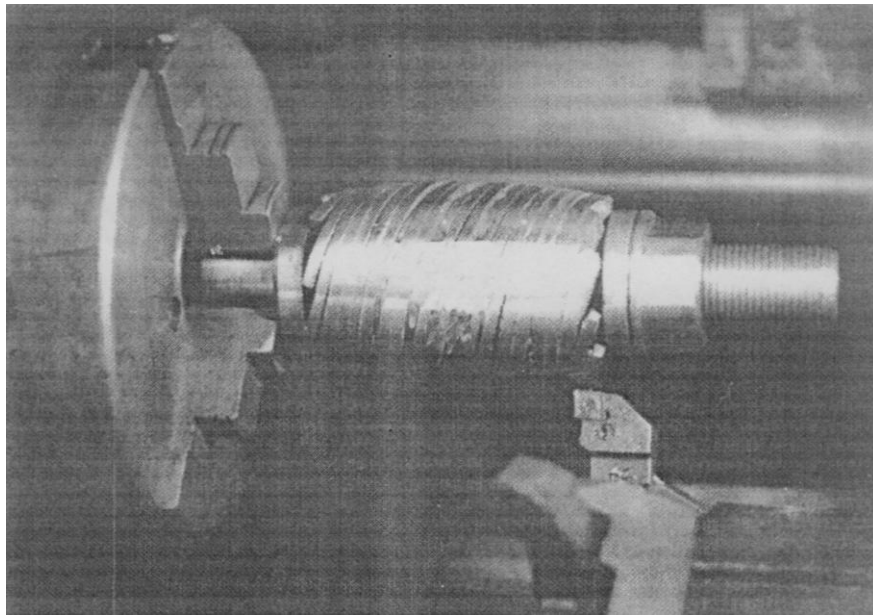


Рис.4.2. Процес чорного профілювання на токарному верстаті з ЧПК

При цьому базовими поверхнями є внутрішні шліцеві отвори та торцеві поверхні крайні втулок секцій. Ці операції виконуються на металорізальних верстатах токарної й шліфувальної груп. Креслення оправк для оброблення на токарних, шліфувальних або спеціальних верстатах зображено на рис.4.3.

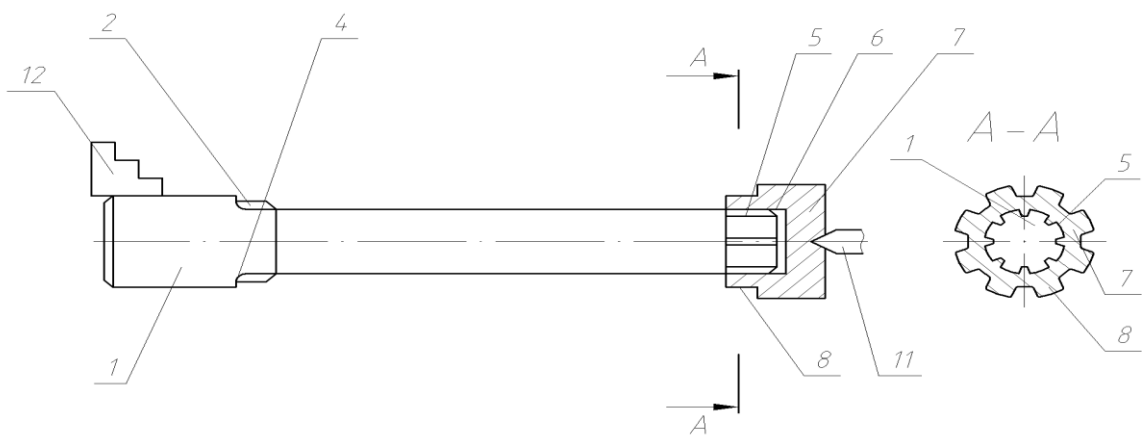


Рис. 4.3. Робоче креслення оправки для оброблення секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів:

- 1 – більша циліндрична ступень оправки; 2 – шліцеві виступи під шліци лівої втулки; 3 – шліцеві виступи під шліци лівої втулки; 4 – упорна поверхня для лівої шліцевої втулки; 5 – шліцеві з'єднання оправки 1 і упорної втулки 7; 6 – задній підтискний центр; 8 – кулачки затискного патрона; 11 – центр задньої бабки; 12 – патрон.

Після операції складання й зварювання секцій РО ГГК (рис.2.1) відбувається чистове проточування та профілювання на зовнішньому діаметрі оправи (рис.4.4).

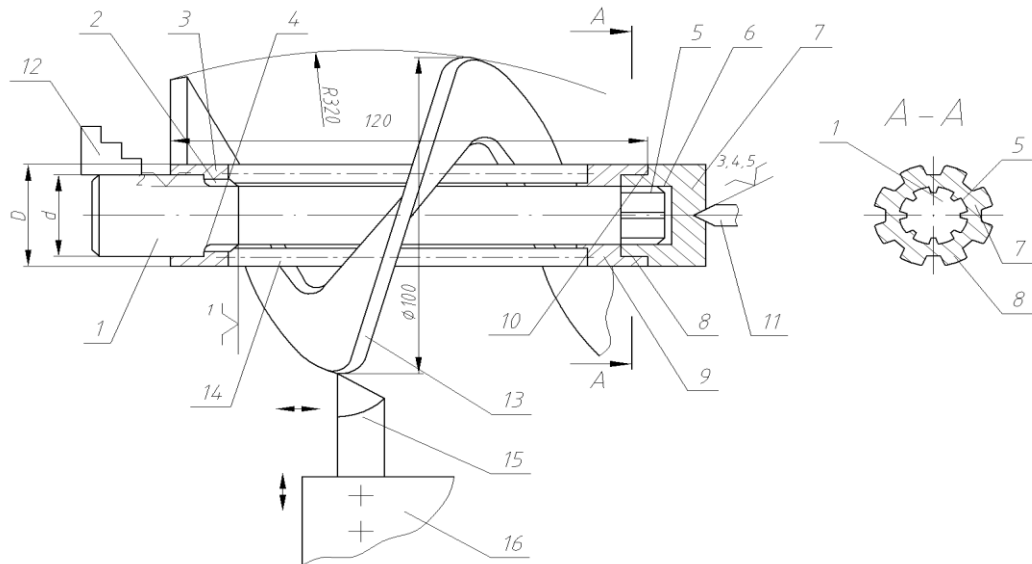


Рис. 4.4. Схема базування й закріплення секції РО ГГК для профілювання по зовнішньому діаметру

Встановлення секцій РО ГГК на оправу для проточування й профілювання здійснюється на ліві 2 і праві 3 шліци, а підтискування здійснюється торцевими поверхнями більшої циліндричної ступені та упорної шліцевої втулки 7 з попереднім її зніманням. Базовими поверхнями на цій операції були торцеві поверхні лівої та правої шліцевих втулок 3 і 9, а також внутрішні поверхні і їх отвори.

Цей спосіб оброблення й профілювання застосовується для зварних секцій і особливо тоді, коли це стосується точного оброблення або калібрування. В цьому випадку можливе точіння гвинтових заготовок за двома схемами, коли заготовка накручується на різець (аналогічно зустрічному точінню) або прокручується в сторону від різця (аналогічно – точінню за подачею). Різниця між цими способами в тому, що в другому випадку шорсткість є кращою.

Експериментальні дослідження проводили для визначення складової сили різання P_z , а теоретично визначали складові сили різання P_z , P_y і P_x

залежно від швидкості, подачі та глибини різання заготовок матеріалу сталі 08кп.

Для базування, закріплення й проточування секцій секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів в процесі виготовлення й відновлення з заміром складової сили різання P_z , розроблено спеціальну методику та систему пристроїв, зображених на рис. 4.5.

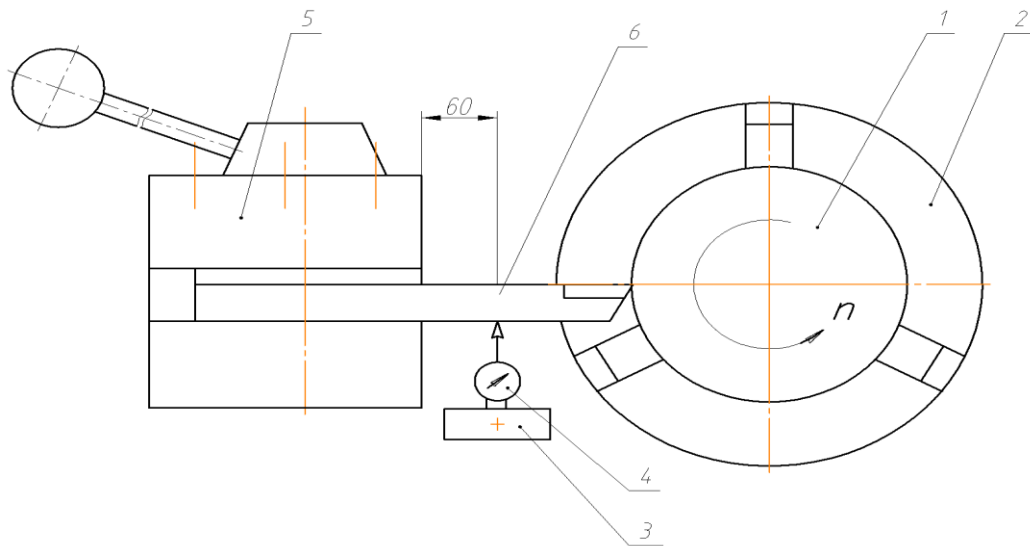


Рис. 4.5. Схема експериментальної установки для визначення складової сили різання P_z в процесі точіння секцій гнучких гвинтових конвеєрів із сталі 08кп

Матеріал оправи різця - сталь45 з поперечним перерізом 20×25мм.

Лівий кінець секції РО ГГК 1 закріплено в 3-х кулачковому патроні 2 верстата, а в різцетримачі 5 закріплено різець прохідний 6 відповідного поперечного перерізу. На віддалі 60 мм (консоль різця) встановлено індикатор 4 в окремій підставці 3. До початку експерименту проводилося тарування прогину різця шляхом встановлення вантажів на кінець різальної крайки вагою 5, 10, 25 і 32 кг. Подальшими розрахунками встановлено та враховано для експерименту умову, що прогин різця від вантажу 10 кг дорівнює покажчику індикатора 0,023 мм.

Експериментальну перевірку складової сили різання P_z порівняно з теоретичним значенням проведено на токарно-гвинторізному верстаті моделі

16К20.

Для точіння гвинтових заготовок матеріалів сталь 08 кП і Ст 3 використано різець прохідний з пластинками твердого сплаву Т5К10 з параметрами:

- головний кут в плані – $\varphi = 45^\circ$;
- передній кут – $\gamma = 10^\circ$;
- кут нахилу головного леза – $\lambda = 0^\circ$;
- радіус вершини – $r = 1$ мм.
- поперечний переріз оправи різця 20×25 мм, матеріал Ст 45.

Результати експериментальних досліджень проточування секцій РО ГГК діаметром 100 мм, товщиною шнека 3 мм зі сталі 08 кп наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Результати експериментальних досліджень проточування секцій з визначенням складової P_z

Серія дослідів №1							
Постійні величини режимів різання	$S=0,3$ мм/об; $t=2$ мм						
Змінна величина режимів різання	V , м/хв						
Покази індикатора, мм	125,6	98,9	78,5	62,8	47,1	31,4	
Сила різання P_z , Н	0,29	0,29	0,32	0,34	0,38	0,40	
	1260	1260	1391	1478	1652	1739	
Серія дослідів №2							
Постійні величини режимів різання	$V=78,5$ м/хв; $t=2$ мм						
Змінна величина режимів різання	S , мм/об						
Покази індикатора, мм	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5		
Сила різання P_z , Н	0,13	0,19	0,31	0,41	0,50		
	565	826	1347	1782	2173		
Серія дослідів №3							
Постійні величини режимів різання	$V=78,5$ м/хв; $S=0,3$ мм/об						
Змінна величина режимів різання	t , мм						
Покази індикатора, мм	1	1,5	2	2,5	3	4	5
Сила різання P_z , Н	0,15	0,2	0,31	0,40	0,52	0,66	0,8
	652	869	1347	1729	2260	2869	3478

Результати експериментальних дослідження з визначення складової сили різання P_z від різних технологічних факторів для оброблення шнеків з матеріалу сталь 08 кп зображено на графіках 4.6, 4.7 і 4.8.

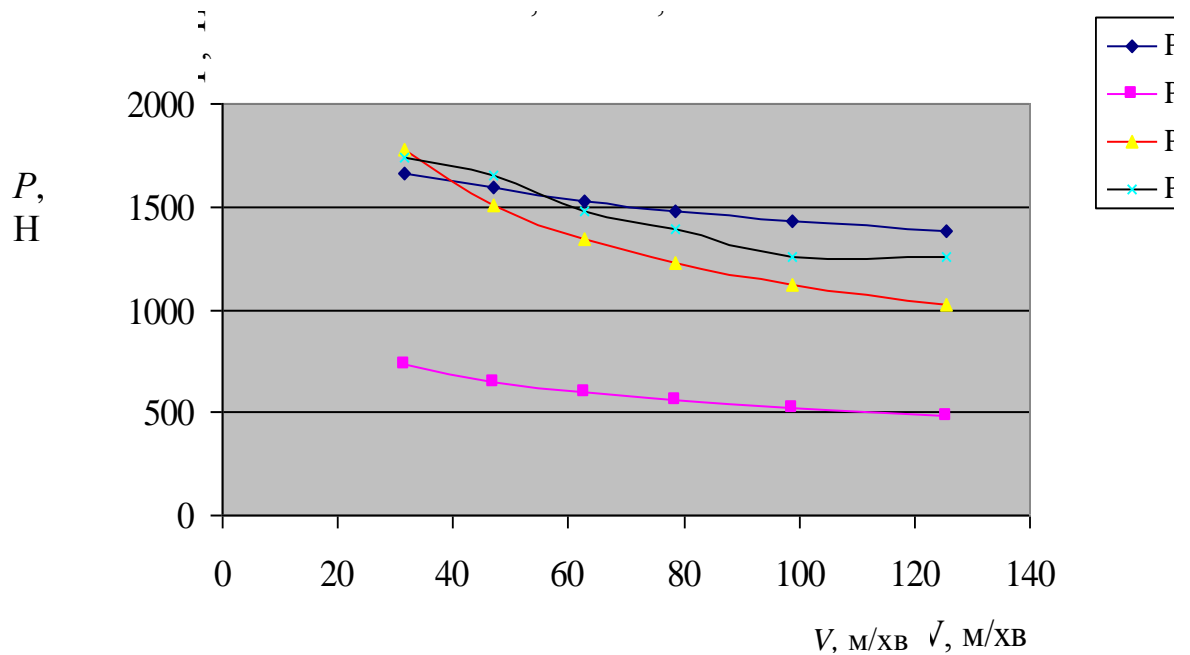


Рис 4.6. Залежність зусилля проточування (P_x , P_y , P_z – розрахункові дані, P_{ze} – експериментальні дані) від зміни швидкості різання заготовок матеріалу сталі 08кп для постійних $S=0,3$ мм/об; $t=2$ мм

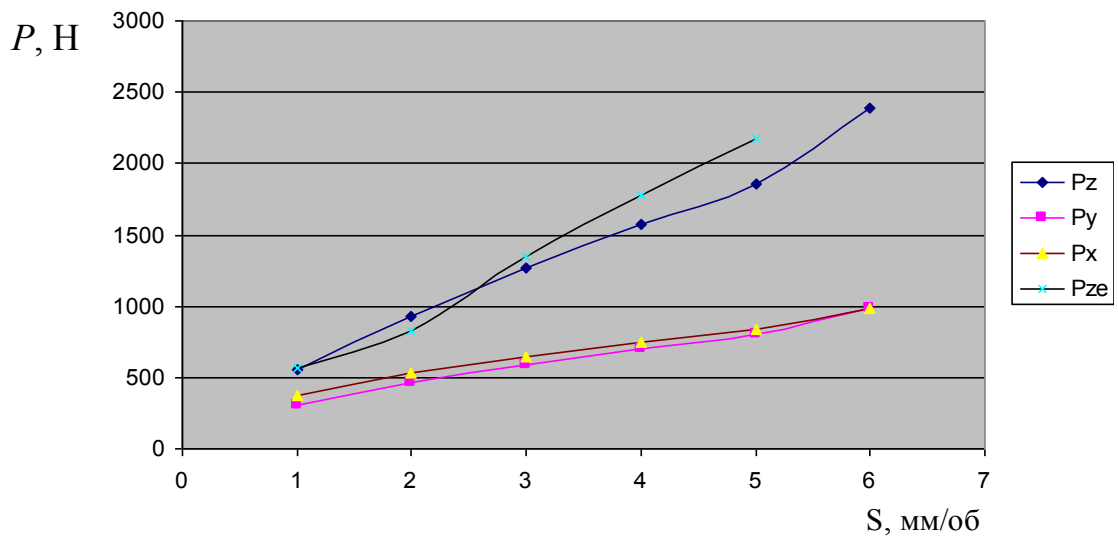


Рис. 4.7. Залежність складових зусилля проточування (P_x , P_y , P_z – розрахункові дані, P_{ze} – експериментальні дані) від зміни подачі заготовок матеріалу сталі 08кп для постійних $V=78,5$ м/хв; $t=2$ мм

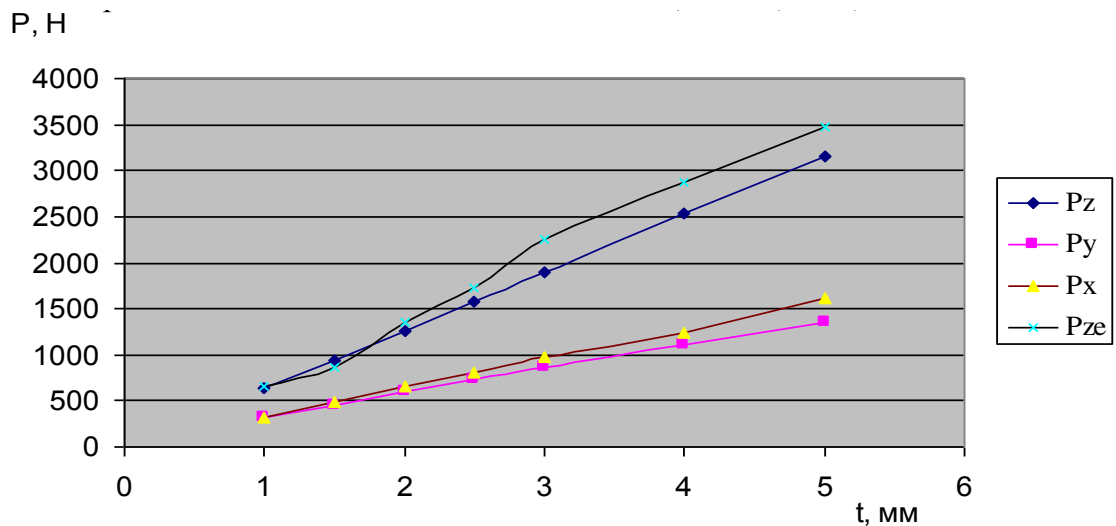


Рис. 4.8. Залежність складових зусилля проточування (P_x , P_y , P_z – розрахункові дані, P_{ze} – експериментальні дані) від глибини різання заготовок матеріалу сталі 08кп для $V=78,5$ м/хв; $S=0,3$ мм/об

З представлених графіків видно, що складова сили P_z , тримана експериментальним шляхом відрізняється від розрахункових значень на 2 - 15%, що є допустимо.

Теоретичні значення складових різання P_x і P_y представлені на цих графіках, визначено теоретично.

В результаті експериментальних досліджень встановлено, що складова сили різання P_z в процесі проточування секцій РО ГК під час виготовлення й відновлення порівняно відрізняється від теоретичних значень, на 2 - 15%.

Спроектовано та виготовлено технологічне оснащення до токарного верстату 16К20 з відповідним базуванням, закріпленням і заміром складової різання через тарування прогину різця з відповідним розрахунковим поперечним його перерізом (20×25мм) матеріалу Ст 45 є досить простим і зручним.

4.2. Вплив режимів різання на якість оброблення гвинтових секцій гнучких конвєсрїв

Для проведення експериментальних досліджень виготовлено секції

гнучкого гвинтового конвеєра і їх обточування здійснено на токарному верстаті 16К20, а заміри здійснено за допомогою профілографа-профілометра. На рис. 4.9 наведено графічну залежність шорсткості оброблення секцій шнека для Ст3 і сталі 08кп по довжині деталі для встановлених режимів різання.

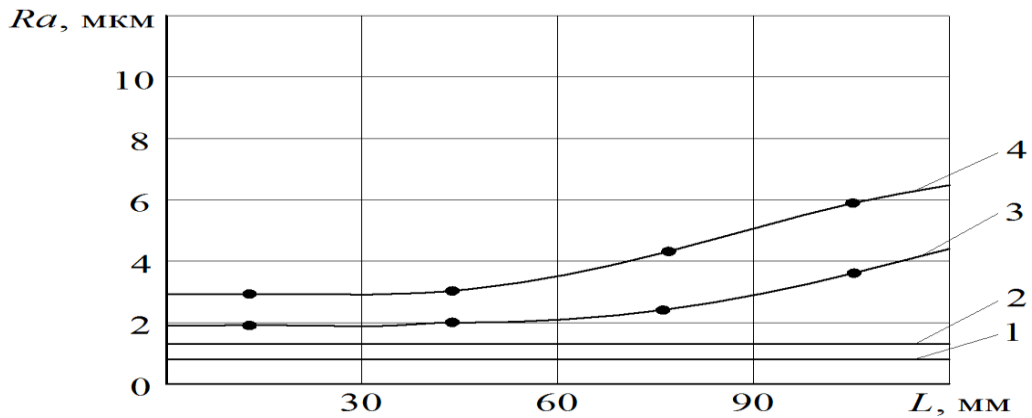


Рис. 4.9. Залежність шорсткості оброблення секцій шнека для Ст3 – 2,4 і сталі 08кп – 1,3 по довжині деталі для режимів різання: $S=0,4$ мм/об; $V=141$ м/хв; $t=0,5$ мм;

(1, 2 розрахункові значення; 3, 4 – експериментальні дані).

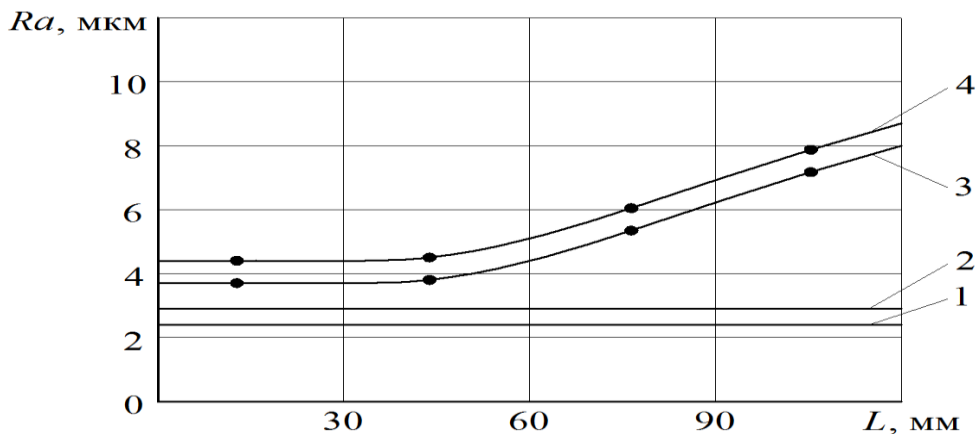


Рис. 4.10. Залежність шорсткості оброблення секцій шнека для Ст3 – 2, 4 і сталі 08кп – 1, 3 по довжині деталі для режимів різання: $S=0,175$ мм/об; $V=141$ м/хв; $t=0,5$ мм

(1, 2 розрахункові значення; 3, 4 – експериментальні дані).

Як видно із рис.4.9 і рис.4.10, із збільшенням величини подачі різця для постійної швидкості різання $V=141$ м/хв і глибини $t=0,5$ мм, шорсткість

збільшується. Різниця між розрахунковими та експериментальними результатами в цих двох випадках складає 2 - 6 мкм, що є допустимим згідно технологічних вимог.

В результаті експериментальних досліджень проведено також комплекс досліджень із визначення величини складової сили різання проточування секцій гнучкого гвинтового конвеєра $\varnothing 100\text{мм}$ бочкоподібної форми з радіусом 320мм вздовж секції, матеріал сталь 08кп і Ст3 і порівняння цих значень з теоретичними. При цьому досліджено зміну радіальної складової сили різання від зміни подачі, яка змінювалася в межах 0,1 - 0,6мм/об, а також, з або для постійною глибиною різання $t=0,5\text{мм}$ і швидкістю різання 62,8мм/об. (рис.4.11). Вплив зміни глибини різання на зміну складової різання в межах 0,1 - 0,8мм/об з постійною швидкістю різання $V=62,8\text{мм/хв}$ і подачею $S=0,2\text{мм/об}$ зображено на рис.4.12.

Досліджено також залежність радіальної складової сили різання від швидкості різання, яка змінювалася в межах 0,2 - 0,6м/с з подачею $S=0,2\text{мм/об}$ і швидкості різання $V=62,8\text{м/хв}$ (рис.4.11).

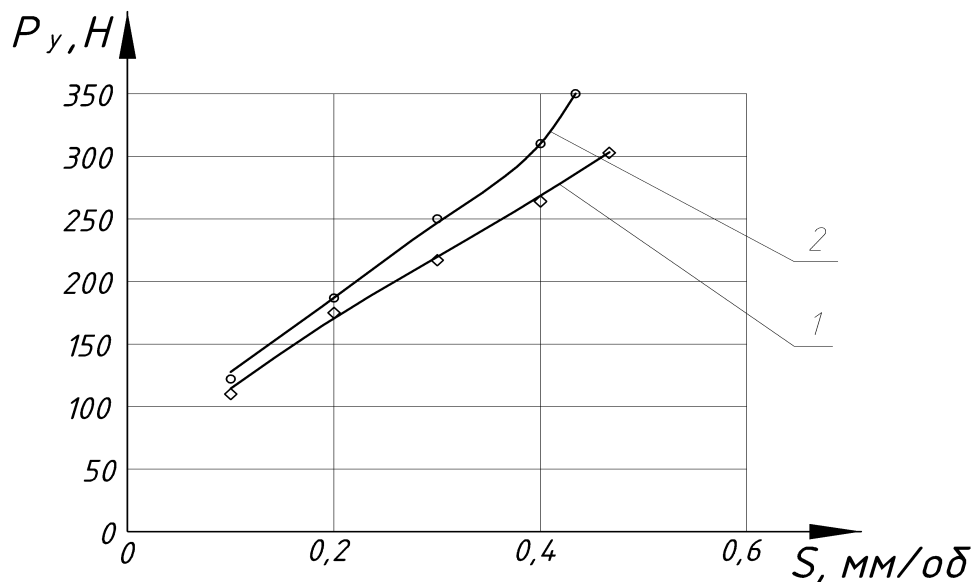


Рис. 4.11. Графік зміни радіальної складової сили різання P_y від зміни подачі S для постійних глибини різання $t = 0,5\text{мм}$, швидкості різання

$$V = 62,8\text{ м/хв.}$$

(1, 2 – відповідно розрахункова і експериментальна криві).

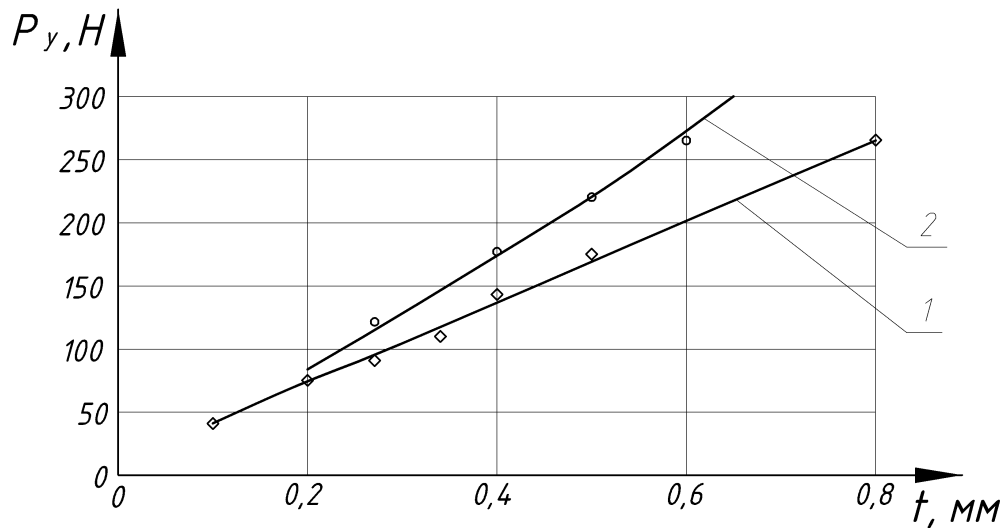


Рис. 4.12. Графік зміни радіальної складової сили різання P_y від зміни глибини різання для постійних швидкості різання $V=62,8$ мм/хв і подачі

$$S = 0,2 \text{ мм/об}$$

(1, 2 – відповідно розрахункова і експериментальна криві)

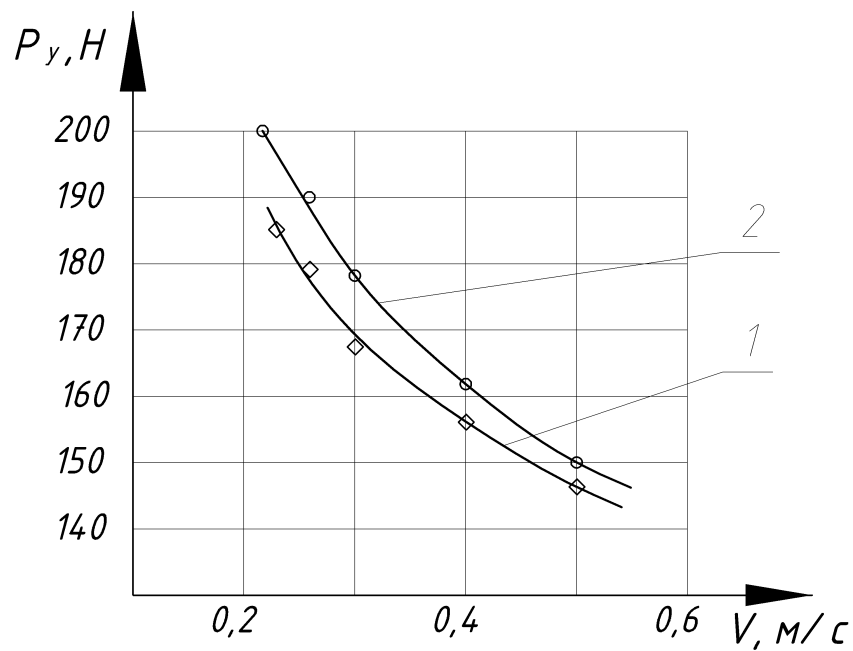


Рис. 4.13. Графік зміни радіальної складової сили різання P_y від зміни глибини t для постійних подачі $S = 0,2$ мм/об, швидкості різання

$$V = 62,8 \text{ м/хв}$$

(1, 2 – відповідно розрахункова і експериментальна криві)

Як видно з графіків, радіальна складова сили різання збільшується із збільшенням величини подачі та глибини різання.

Розрахункові значення складової сили різання, наведено на цих графіках аналіз яких підтвердив різницю їх складових у 20 - 60Н порівняно з експериментальними, що є допустимим.

4.3. Результати дослідження проточування й профілювання секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів за допомогою повнофакторного експерименту

Для підтвердження основних теоретичних викладень, які відносяться до встановлення закономірностей зміни сили різання для обточування секції РО ГГК залежно від швидкості, подачі та глибини різання деталі, проведено лабораторні експериментальні дослідження, порядок проведення яких наведено у розділі 3.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто силу різання $P_z^i = f(n, S, t)$, визначену експериментальним шляхом, визначено за допомогою математичної моделі неповного квадратного полінома [7]:

$$P_z^i = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3, \quad (4.1)$$

де P_z^i - сила різання проточування відповідної заготовки, визначено експериментально, Н;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{123}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти відповідних значень x_i ;

x_1, x_2, x_3 - відповідні кодовані фактори.

Для побудови вибраної математичної моделі з всього напрацьованого експериментального масиву даних утворювали таблиці результатів повного

факторного експерименту типу ПФЕ 2^3 , які побудовано згідно табл. 3.2 (розділ 3.2) і наведено у додатках Г 1.1, Г 2.1.

Таблиця 4.2

Результати експериментальних лабораторних досліджень сили різання при проведенні ПФЕ 2^3 , Ст 3

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, Y_i			Середні значення, Y_i
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$Y_{сер.}$
1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	147
2	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	253
3	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	303
4	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	167
5	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	76
6	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	234
7	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	138
8	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	475

Таблиця 4.3

Результати експериментальних лабораторних досліджень сили різання при проведенні ПФЕ 2^3 , Ст. 08 КП

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, Y_i			Середні значення, Y_i
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$Y_{сер.}$
1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	308
2	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	386
3	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	594
4	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	335
5	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	137
6	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	509
7	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	263
8	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	712

Побудову даних таблиць проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 2^3 прийнято:

- швидкість різання V , яку кодували індексом x_1 ;
- подачу різання S , яку кодували індексом x_2 ;
- глибину різання t , яку кодували індексом x_3 .

Характеристику факторів та значення їх рівнів наведено у табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактору	Найменування фактору	Значення рівнів фактору
x_1	швидкість різання, V , м/хв.	50-150
x_2	подача різання, S , мм/об	0,1-0,6
x_3	глибини різання, t , мм	0,1-0,8

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами (3.5), (3.6), при цьому отримано значення коефіцієнтів регресії, зведених у табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{123}
Ст 3	224,13	-75,38	50,88	86,5	5,88	-23,88	13,88	-8,75
сталь 08кп	405,5	-101,25	62,0	125,25	-43,88	-21,0	17,75	1,0

Після проведення оцінки статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірки адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії реальному експериментальному процесу, яку проводили згідно методики, наведеної у розділі 3.2, одержано загальний вигляд рівняння регресії сили різання залежно від зміни швидкості, подачі та глибини різання, тобто

$P_{z(x_1, x_2, x_3)}^i = f(V, S, t)$ за результатами проведених ПФЕ 2^3 у кодованих

величинах:

- для проточування заготовки із Ст 3

$$P_{z(x_1, x_2, x_3)} = 224,13 - 75,38x_1 + 50,88x_2 + 86,5x_3 + 5,88x_1x_2 - 23,88x_1x_3 + 13,88x_2x_3 - 8,75x_1x_2x_3; \quad (4.2)$$

- для проточування заготовки із сталі 08 кп

$$P_{z(x_1, x_2, x_3)} = 405,5 - 101,25x_1 + 62,0x_2 + 125,25x_3 - 43,88x_1x_2 - 21,0x_1x_3 + 17,75x_2x_3 + 1,0x_1x_2x_3; \quad (4.3)$$

де x_1 - кодоване значення швидкості різання;

x_2 - кодоване значення подачі різання;

x_3 - кодоване значення глибини різання.

Визначено основний (нульовий) рівень для кожного фактору:

- для швидкості різання:

$$X_{01} = \frac{150 + 50}{2} = 100 \text{ (м/хв)}; \quad (4.4)$$

- подачі різання:

$$X_{02} = \frac{0,6 + 0,1}{2} = 0,35 \text{ (мм/об)}; \quad (4.5)$$

- глибини різання:

$$X_{03} = \frac{0,8 + 0,1}{2} = 0,45 \text{ (мм)}. \quad (4.6)$$

Відповідно інтервали варіювання та кодовані значення кожного фактору:

$$\Delta X_1 = \frac{150 - 50}{2} = 50 \text{ (м/хв)}; \quad x_1 = \frac{V - 100}{50}; \quad (4.7)$$

$$\Delta X_2 = \frac{0,6 - 0,1}{2} = 0,25 \text{ (мм/об)}; \quad x_2 = \frac{S - 0,35}{0,25}; \quad (4.8)$$

$$\Delta X_3 = \frac{0,8 - 0,1}{2} = 0,35 \text{ (мм)}; \quad x_3 = \frac{t - 0,45}{0,35}. \quad (4.9)$$

Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (4.2, 4.3) після перетворення та спрощення виразів прийнято остаточний кінцевий вигляд:

$$P_{z(V,S,t)}^i = b_0 + \sum_{i=1}^2 b_i \left(\frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i} \right); \quad (4.10)$$

- для заготовки із Ст 3

$$\begin{aligned} P_{z(x_1, x_2, x_3)} = & 224,13 - 75,38 \left(\frac{V - 100}{50} \right) + 50,88 \left(\frac{S - 0,35}{0,25} \right) + 86,5 \left(\frac{t - 0,45}{0,35} \right) + \\ & + 5,88 \left(\frac{V - 100}{50} \right) \left(\frac{S - 0,35}{0,25} \right) - 23,88 \left(\frac{V - 100}{50} \right) \left(\frac{t - 0,45}{0,35} \right) + \\ & + 13,88 \left(\frac{S - 0,35}{0,25} \right) \left(\frac{t - 0,45}{0,35} \right) x_2 x_3 - 8,75 \left(\frac{V - 100}{50} \right) \left(\frac{S - 0,35}{0,25} \right) \left(\frac{t - 0,45}{0,35} \right); \end{aligned} \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} P_{z(n,S,t)} = & 430,045 - 43,48 \cdot S + 183,14 \cdot t - 2,66 \cdot V - 1,53 \cdot V \cdot S + 0,64 \cdot V \cdot t + \\ & + 58 \cdot S \cdot t - 71,247 \cdot S - 55,5 \cdot t - 24,98 \cdot x_2 \cdot x_3. \end{aligned} \quad (4.12)$$

Отримані рівняння регресії (4.2, 4.3) та регресійні залежності (4.11, 4.12) можуть бути використані для визначення сили різання заготовки залежно від зміни швидкості різання, подачі та глибини різання у таких межах зміни вхідних факторів: $50 \leq V \leq 150$ (об/хв); $0,1 \leq S \leq 0,6$ (мм/об); $0,1 \leq t \leq 0,8$ (мм).

Для визначення впливу основних складових показників технологічного процесу обточування заготовки (змінних факторів) на параметр оптимізації, тобто встановлення залежності сили різання від швидкості різання, подачі та глибини різання використовували програмне забезпечення “STATISTICA-

6.0” для ПК, за допомогою якого побудовано графіки відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів сили різання як функції від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактору $x_{i(3)} = const$.

У результаті оброблення експериментальних даних і після перевірок значущості отриманих коефіцієнтів регресії та адекватності вибраної математичної моделі реальному процесу, отримано проміжні загальні рівняння регресії сили різання у кодованих факторах і натуральних величинах, які характеризують вплив двох змінних факторів на функцію відгуку, тобто:

- залежно від швидкості різання та подачі різання за постійної глибини різання $t = const = 0,8$ мм для заготовки із Ст 3 і сталі 08кп, відповідно:

- у кодованих факторах

$$P_{z(v,s)} = 273,18 + 1,31x_1 + 13,0x_2 - 1,7x_1x_2 - 0,01x_1^2 + 3517,36x_2^2; \quad (4.13)$$

$$P_{z(v,s)} = 520,4 + 3,77x_1 - 349,57x_2 + 1,66x_1x_2 - 0,03x_1^2 + 722,0x_2^2; \quad (4.13')$$

- у натуральних величинах згідно залежностей (4.7, 4.8, 4.10)

$$P_{z(v,s)} = 273,18 + 1,31 \cdot 100 + 13,0 \cdot 0,35 - 1,7 \cdot 100 \cdot 0,35 - 0,01 \cdot 100^2 + 3517,36 \cdot 0,35^2; \quad (4.14)$$

$$P_{z(v,s)} = 520,4 + 3,77 \cdot 100 - 349,57 \cdot 0,35 + 1,66 \cdot 100 \cdot 0,35 - 0,03 \cdot 100^2 + 722,0 \cdot 0,35^2; \quad (4.14')$$

- залежно від швидкості різання та глибини різання за постійної подачі $S = const = 0,8$ мм/об для заготовки із Ст 3 і сталі 08 кп, відповідно:

- у кодованих факторах

$$P_{z(v,t)} = 263,48 - 0,5x_1 + 176,53x_3 - 0,66x_1x_3 - 0,003x_1^2 - 146,94x_3^2; \quad (4.15)$$

$$P_{z(V,t)} = 179,07 + 1,26x_1 + 1816,77x_3 - 9,08x_1x_3 + 0,003x_1^2 - 1258,0x_3^2; \quad (4.15')$$

- у натуральних величинах згідно залежностей (4.7, 4.9, 4.10)

$$P_{z(V,t)} = 263,48 - 0,5 \cdot 100 + 176,53 \cdot 0,45 - 0,66 \cdot 100 \cdot 0,45 - \\ - 0,003 \cdot 100^2 - 146,94 \cdot 0,45^2; \quad (4.16)$$

$$P_{z(V,t)} = 179,07 + 1,26 \cdot 100 + 1816,77 \cdot 0,45 - 9,08 \cdot 100 \cdot 0,45 + \\ + 0,003 \cdot 100^2 - 1258,0 \cdot 0,45^2; \quad (4.16')$$

- залежно від подачі та глибини різання за постійної швидкості різання заготовки $V = const = 150$ м/хв для заготовки із Ст3 і сталі 08кп, відповідно:

- у кодованих факторах

$$P_{z(S,t)} = 45,46 + 146,53x_2 + 74,75x_3 - 760,0x_2x_3 - 136,0x_2^2 - 48,98x_3^2; \quad (4.17)$$

$$P_{z(S,t)} = -97,02 + 1113,24x_2 + 866,91x_3 + 794,29x_2x_3 - 1200,0x_1^2 - 710,2x_3^2; \quad (4.17')$$

- у натуральних величинах згідно залежностей (4.8-4.10)

$$P_{z(S,t)} = 45,46 + 146,53 \cdot 0,35 + 74,75 \cdot 0,45 - \\ - 760,0 \cdot 0,35 \cdot 0,45 - 136,0 \cdot 0,35^2 - 48,98 \cdot 0,45^2; \quad (4.18)$$

$$P_{z(S,t)} = -97,02 + 1113,24 \cdot 0,35 + 866,91 \cdot 0,45 + \\ + 794,29 \cdot 0,35 \cdot 0,45 - 1200,0 \cdot 0,35^2 - 710,2 \cdot 0,45^2. \quad (4.18')$$

Аналіз наведених регресійних рівнянь (4.20-4.37) показує, що основним фактором, який впливає на збільшення сили різання залежно від зміни факторів є: для комбінації факторів $x_1, x_2, (n, S)$, тобто $P_{z(n,S)}^i$ для розточуванні заготовки із Ст 3 – подача різання; за розточування заготовки із сталі 3.

Згідно отриманих рівнянь регресії (4.20 – 4.37) побудовано поверхні відгуку та двомірні перерізи поверхонь відгуку сили різання залежно від

зміни двох факторів при $X_3 = const$, наведені відповідно на рис. 4.14, 4.15, 4.16.

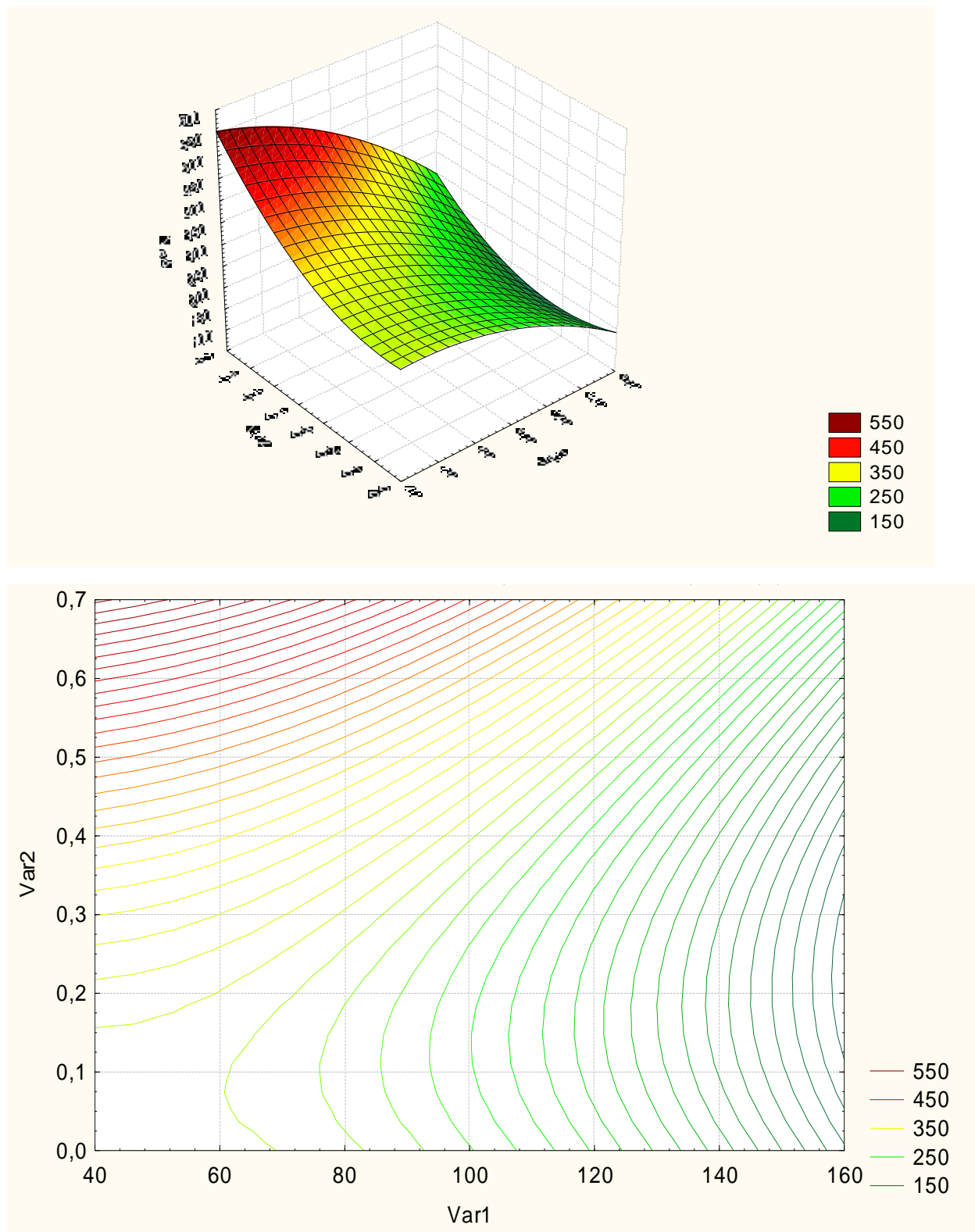


Рис. 4.14. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності $P = f(V, S)$ при $t = 0,8$ мм

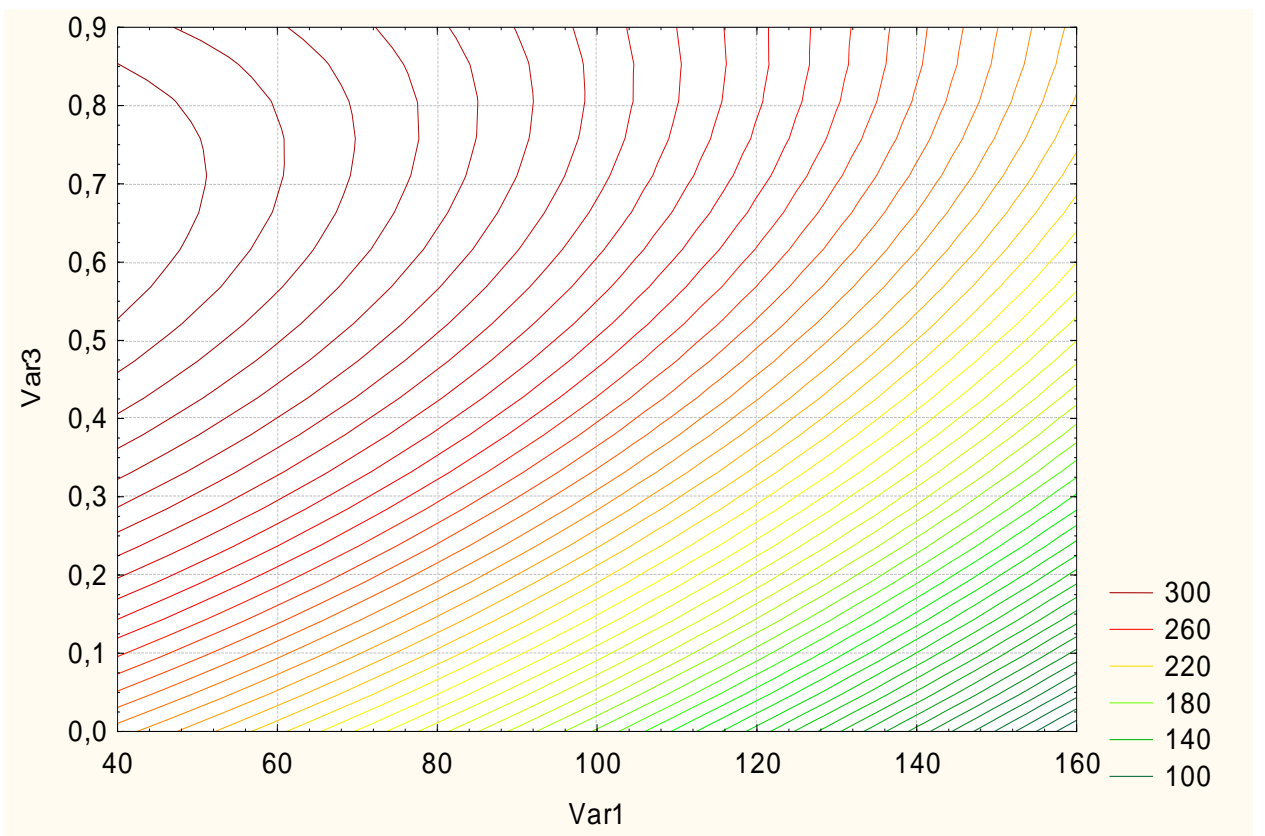
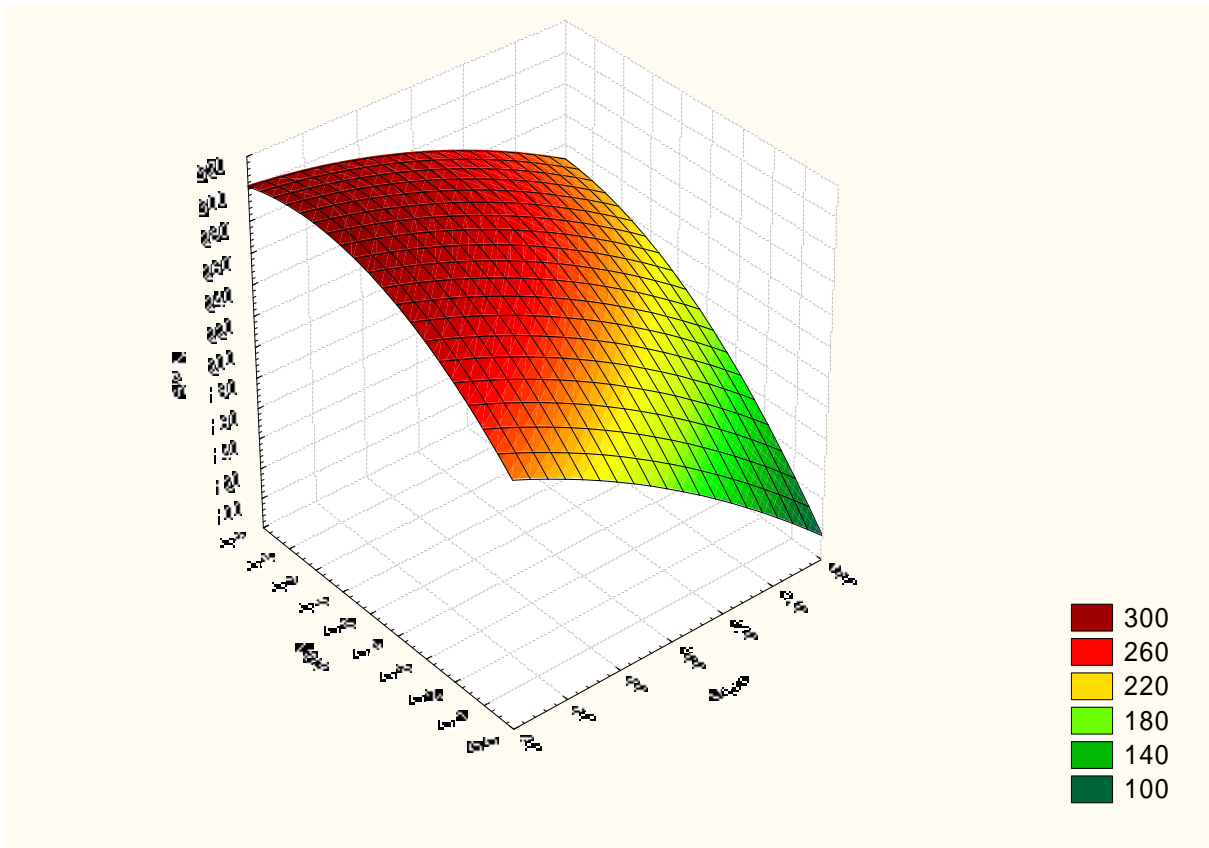


Рис.4.15. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності $P = f(V, t)$ для $S = 0,6$ мм/об

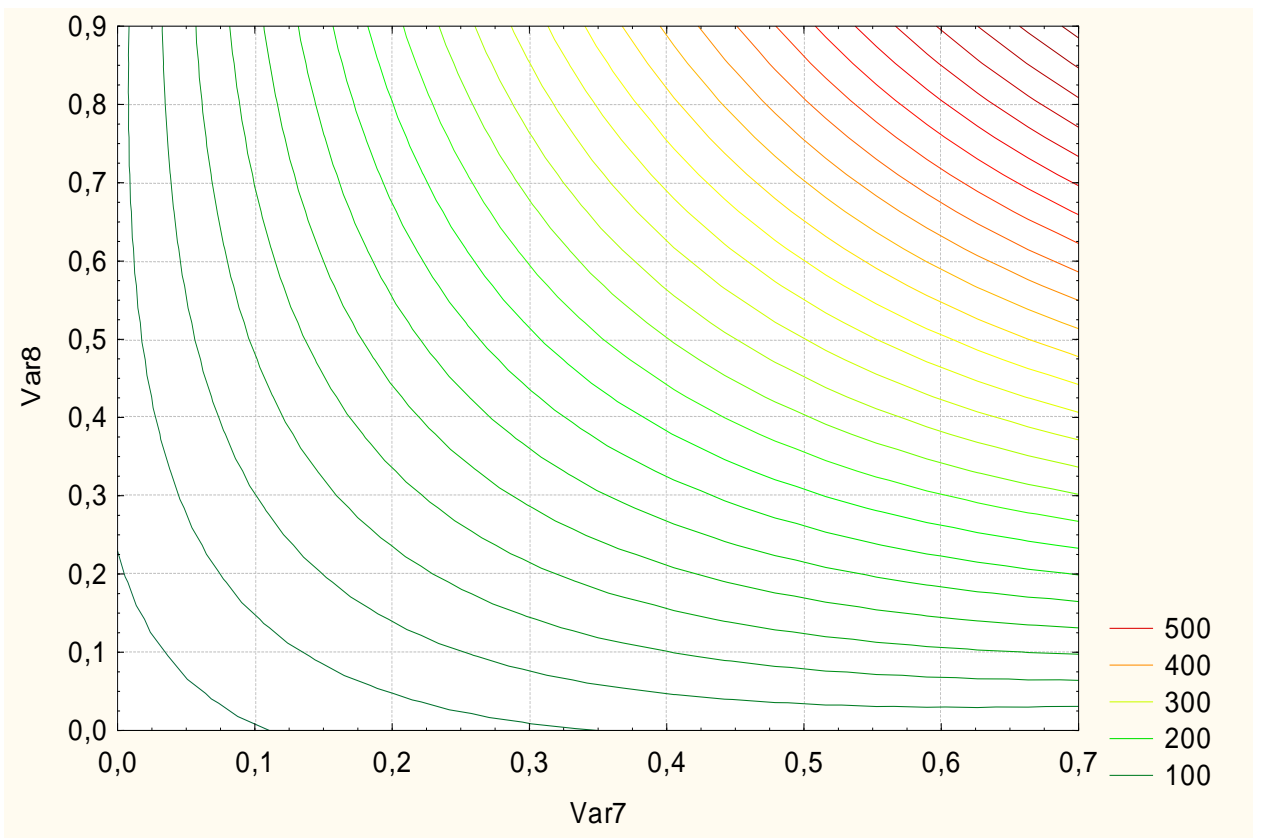
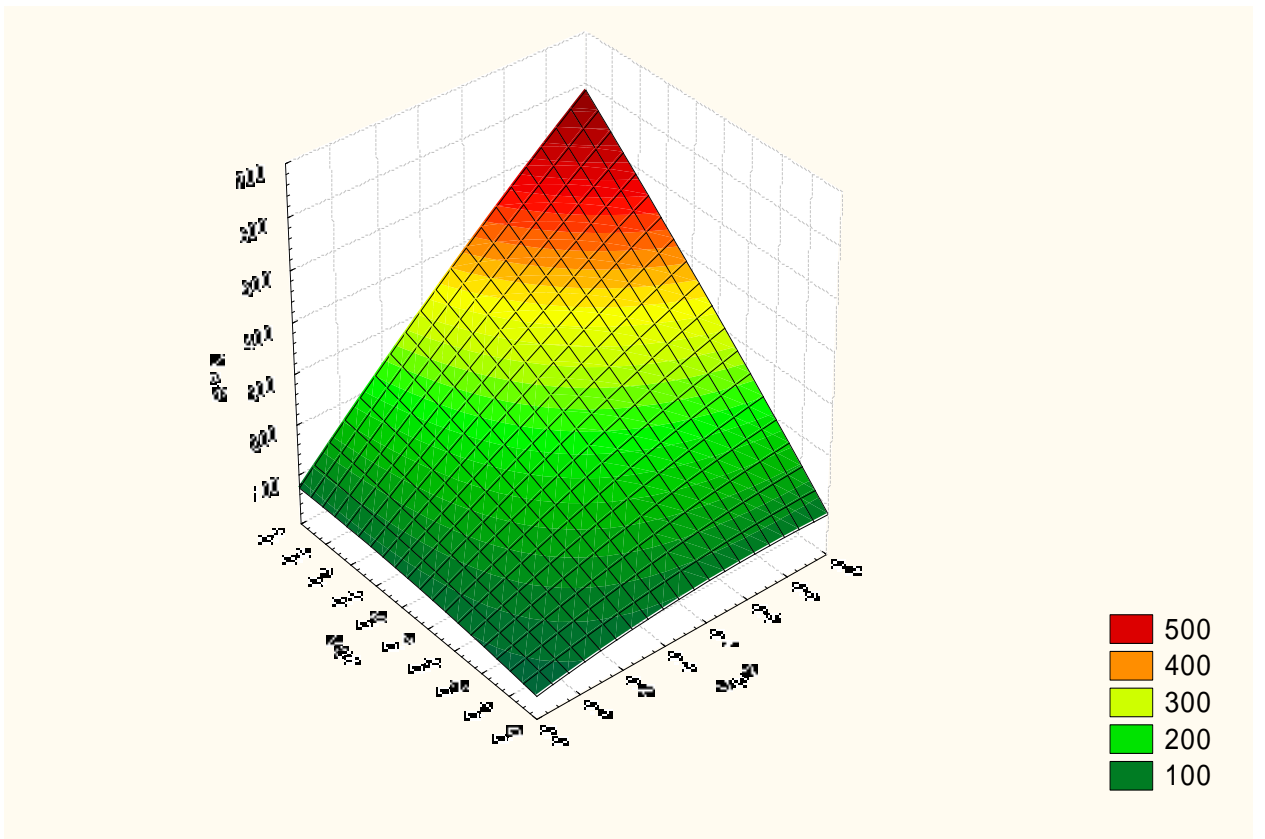


Рис. 4.16. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності $P = f(S, t)$, для $V = 150,0$ м/хв

4.4. Результати експериментальних досліджень з визначення крутильної жорсткості гвинтових робочих органів

За даними [4] стійкість суцільних шнеків, які працюють на криволінійних трасах з малими локальними радіусами кривини не перевищує 40 год роботи, внаслідок циклічних знакозмінних навантажень. Тому, одним із напрямків вирішення цієї проблеми є застосування секційних ГРО, шарнірно з'єднаних між собою.

Для визначення крутильної жорсткості використано машину розривна моделі КМ-50-1 (рис.4.17). В цьому випадку гвинтова секція жорстко кріпилась до фіксаторів, на торцевій циліндричній поверхні яких встановлювали паралельні лиски, за допомогою яких фіксатори встановлювались у затискний механізм поворотних обойм розривної машини.

Методика проведення експериментів наступна. Після встановлення дослідного взірця в поворотній обоймі його верхня частина залишалась в постійному положенні, а нижній надавався обертовий рух. Залежно від величини кута закручування θ замірювались покази максимального крутного моменту T . Таким чином, досліди проводили або до крихкого руйнування взірця, або до виникнення пластичного деформування.

Також програмою експериментальних досліджень передбачалось встановлення впливу зон з'єднань та способу кріплення окремих секцій на характер і величину деформацій кручення робочих органів у зібраному стані.

За результатами дослідів побудовано графічні залежності (рис.4.18) з аналізу яких можна зробити висновок, що вони наближаються до прямолінійного закону розподілу.

Збільшення довжини секції веде до пропорційного збільшення максимального кута закручування, а шарнірне з'єднання практично не впливає на величину деформації, так як його жорсткість вища за жорсткість самої секції. Встановлено, що максимальний крутний момент T_{max} , який призводить до руйнування секції робочого органа у, значно більший за

крутний момент, необхідний для перевантаження сипких вантажів розробленим робочим органом за максимальної висоти перевантаження та мінімального радіусу кривини магістралі.

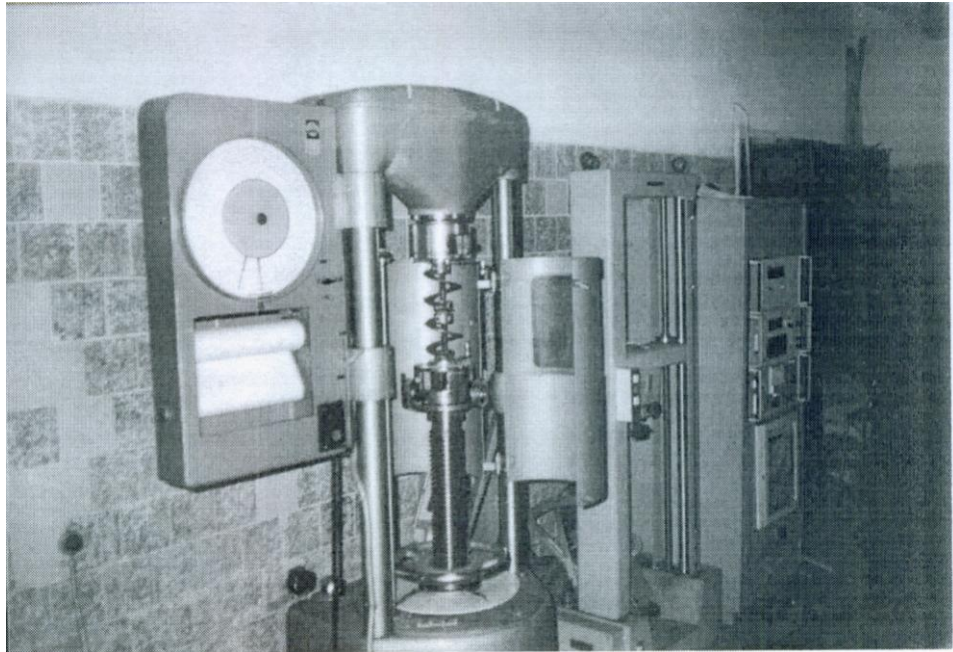


Рис.4.17. Дослідження крутильної жорсткості робочих органів ГТТМ у зібраному вигляді

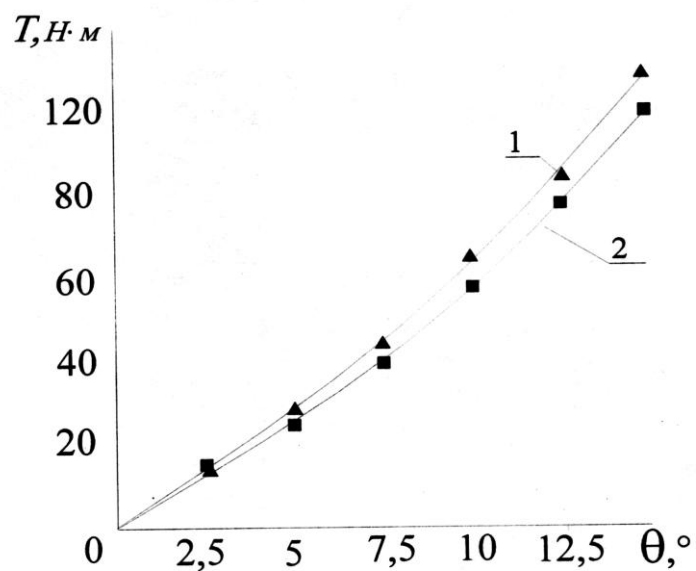


Рис.4.18. Залежність величини крутного моменту Θ від кута закручування T робочого органу для однієї секції (1 – $l=100\text{мм}$; 2 – $l=125\text{мм}$)

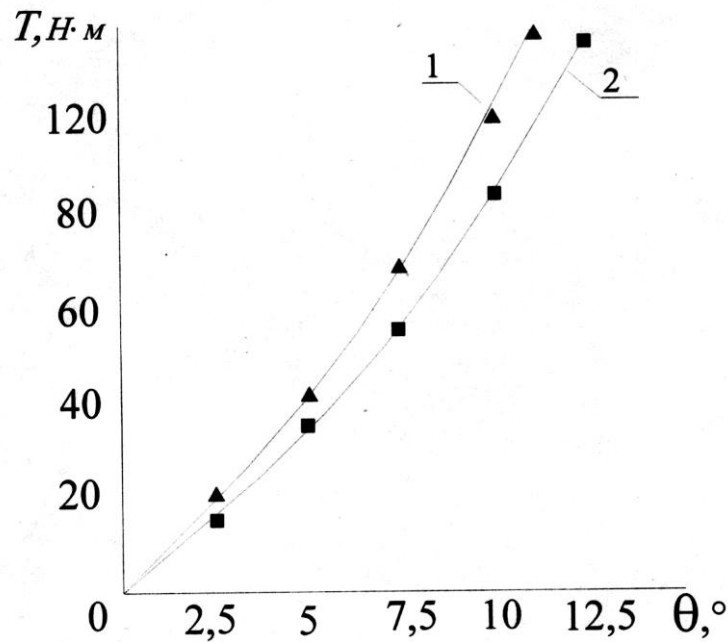


Рис.4.19. Залежність величини крутного моменту θ від кута закручування T робочого органу для двох секцій (1 – $l=100$ мм; 2 – $l=125$ мм).

Наступним важливим параметром секційних ГРО є мінімальний радіус згину траси транспортування, який доцільно розраховувати за формулою [5]:

$$R_{зг} = \frac{1,5B + l_B + \Delta}{2 \sin \left(\arctg \left(\frac{D_B - d_B - 2s}{B} \right) \right)}, \quad (4.34)$$

де B - ширина втулки;

l_B - відстані між двома втулками однієї секції;

Δ - зазор між сусідніми секціями;

D_B, d_B – відповідно зовнішній та внутрішній діаметр втулок секцій транспортера і діаметр з'єднуючих валиків;

s - товщина втулок.

Однією з важливих проблем, які стримують широке застосування гнучких ГТТМ, є низька довговічність робочих органів.

У конструюванні пар тертя необхідно правильно здійснювати їх вибір за конструктивними параметрами та матеріалами. Зношення робочих поверхонь може призвести до змінювання зазорів з появою навантажень і переходу до процесів руйнування, а зношування супроводжується порушенням точності механізмів і машин. У цих випадках необхідно прогнозувати граничне значення зносу.

Проведено досліді для різних робочих органів, для чого виготовлено комплекти експериментальних взірців із різними конструктивними параметрами.

В процесі досліджень виявлено небезпечні зони, які спричиняють руйнування елементів секційних гвинтових робочих органів, встановлено вплив різних конструктивних параметрів (довжини секції, діаметра) на їх ресурсні характеристики, а також проведено порівняльні випробування різних типів дослідних взірців.

4.5. Технологічний процес виготовлення півмуфт секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів

Секції робочих органів гвинтових конвеєрів складаються з двох крайній втулок діаметром 45мм, шириною 20мм, стяжних стержнів діаметром 4-6мм і довжиною 80мм. Кількість стяжних стержнів визначається навантаженням і габаритними розмірами самих секцій для механічного оброблення й транспортування сипких матеріалів.

Технологічний процес виготовлення секцій складається з технологічного процесу виготовлення окремих деталей. Розглянемо технологічний процес виготовлення втулок.

На рис.4.20 представлено розрахункову схему для визначення номінальних розмірів секцій гіперболічного гнучкого гвинтового конвеєра та мінімальної величини замикальної ланки.

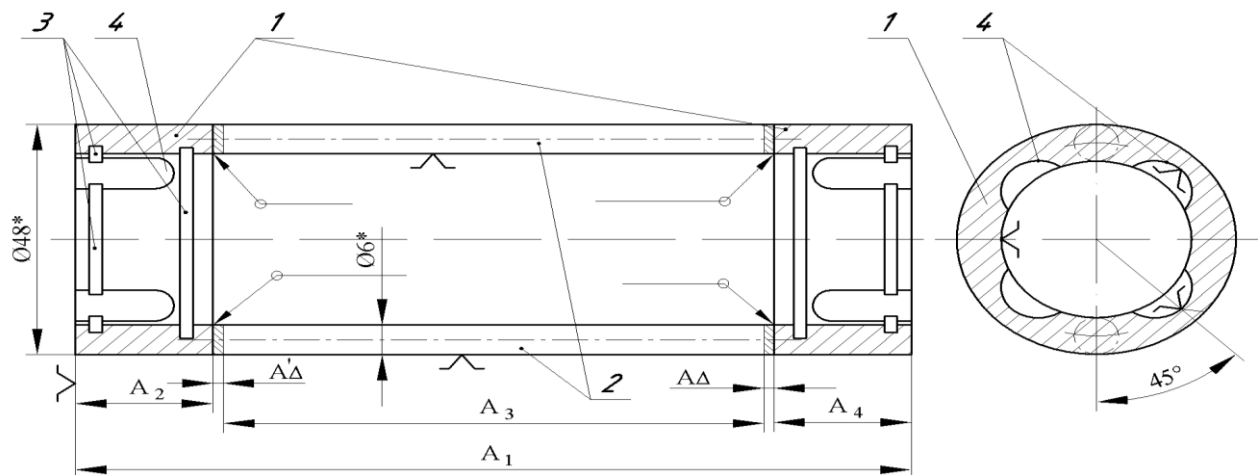


Рис. 4.20. Розрахункова схема для визначення номінальних розмірів секцій гіперболічного гнучкого гвинтового конвеєра та мінімальної величини замикальної ланки.

- 1 – втулки; 2 – розпорні стержні; 3 – канавки під стопорні кільця;
4 – півкруглі шліцеві пази у втулках 1

Технологічний процес виготовлення півмуфт секцій гнучкого гвинтового конвеєра складається з наступних операцій.

Перша операція 005 - токарна. Заготовка - труба $\varnothing 50 \times 8$ матеріалу Ст 35, Ст 40, верстат - 6-ти шпindelний токарний автомат моделі 1Б 265 6. Базова поверхня – зовнішній діаметр.

Основні переходи: підрізування торця, обточування зовнішнього діаметра $\varnothing 48_{-0,25}$ на довжину 30^{+1} , зенкерування отвору $\varnothing 35^{+0,25}$, розточування двох канавок під стопорні кільця, відрізування деталі із зняттям фаски по зовнішньому діаметру.

Режими різання: число обертів шпинделя $n=280$ об/хв; швидкість різання $V=43,2/31,6$ м/хв.; подача $S=0,21$ мм/об; глибина різання $t=1$ мм.

Для забезпечення технологічного процесу використовуються різці та зенкери з напаяного твердого сплаву Т15К6. Контроль параметрів здійснюється штангенциркулем ШЦ-1-125-0,1 ДСТУ 166-92.

Наступна операція 010 – фрезерна, верстат - фрезерний з ЧПК 6Р13Ф3. Фрезерувати 4 пази R 6мм, різальний інструмент – фреза кінцева $\varnothing 12$ мм, $n=630$ об/хв, $S = 40$ мм/хв, $t=6$ мм, $L=24$ мм, $i=4$. Вимірювальний

інструмент – калібр комплексний. Операція 010 може виконуватися методом протягування на горизонтально-фрезерному верстаті моделі 7Б520. У цьому випадку застосовується спеціальна 4-х шліцева протяжка з півкруглими шліцями.

Відрізування розпорних стержнів в розмір 71,4мм здійснюється на абразивно-відрізнаму верстаті або прес-ножницях.

Наступна операція 015 – слюсарна, зачищення заусенців після фрезерної операції та поверхнєве гартування шліців втулок.

Операція 020 – поверхнєве гартування поверхні шліців втулок.

Операція 025 – зварювання секцій робочого органу.

Повністю технологічний процес виготовлення півмуфт секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів представлено в додатку Д2.

4.6. Технологічний процес виготовлення секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів

Технологічний процес виготовлення секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів складається зі зварювання окремих секцій в спеціальному пристрої. Робоче креслення секції РО ГГК представлено на рис. 4.21.

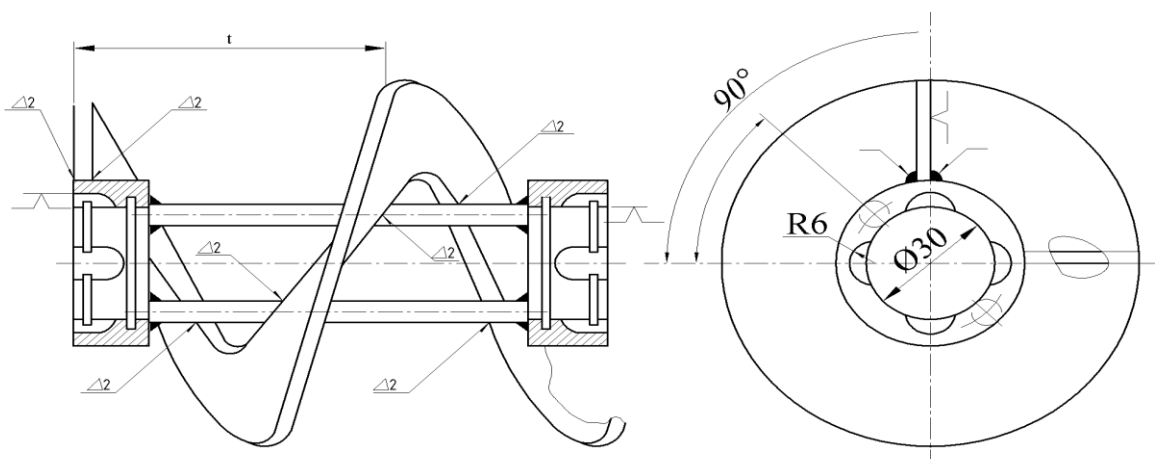


Рис. 4.21. Робоче креслення секції РО ГГК

Базування крайніх втулок здійснюється в установчих елементах спеціального пристрою який зображено на рис.4.21 , а стяжних болтів в підставці 1.

Операція 010 зварювання здійснюють півавтоматом А-547У з випрямлячем струму ВС-300 за допомогою зварного дроту $\varnothing 1,2\text{мм}$ 08Г2С силою струму $I=90-130\text{А}$. Крім цього, до секцій приварюється шнек згідно робочого креслення.

Наступна операція слюсарна – здійснюємо зачистку зварювальних швів, окалини і закруглення заусенців.

Далі - операція 015 токарна з ЧПК. Верстат - 16А20, базування секцій здійснюється по зовнішніх діаметрах і торцевих поверхнях крайніх стулок різцем з твердого сплаву Т15К6 ДСТУ 18877-93. Точіння здійснюється за програмою ЧПК радіусом 320мм, наведеної в третьому розділі. Наступна операція слюсарна – здійснюємо зачистку зварювальних швів, окалин і закруглення заусенців.

Наступна операція контрольна, де здійснюється замір всіх конструктивних параметрів згідно креслення. Замір поздовжнього профілю секцій радіусом 320мм здійснюється спеціальним шаблоном.

Для підвищення ресурсу роботи і захисту поверхонь від корозій проводиться наступна операція 020 – цинкування.

На рис.4.22 зображено пристрій для зварювання секцій гіперболічного шнека.

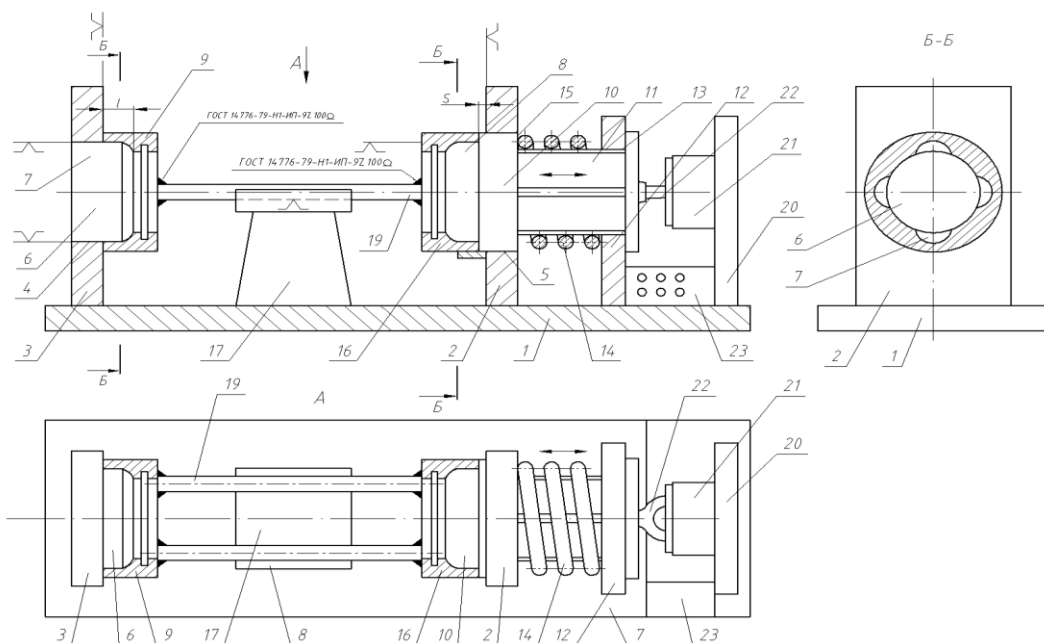


Рис. 4.22. Пристрій для зварювання секцій гіперболічного шнека

У центральному отворі 5 правої вертикальної стійки 2 встановлено установочний і притискний елемент 10 з можливістю осьового переміщення на шліцах, виконані на зовнішній поверхні правого кінця установочного 11 і притискного елемента 10. Ці шліци взаємодіють з відповідними шліцами правої крайньої стійки, які виконані в центральному отворі 13. Причому, ця стійка - паралельна до правої стійки 2, а центральні отвори 4, 5 і 13 є співвісними між собою.

На зовнішній поверхні шліців 11 встановлено пружину стискування 14, яка правим кінцем взаємодіє з площиною правої крайньої стійки 12, а лівим кінцем з торцевою поверхнею 15 більшого діаметра правого установочно-притискного елемента 10.

Шліцеве з'єднання правого установочно-притискного елемента виконано таким чином, щоб втулки 7 лівого установочного елемента 6 і правого установочно-притискного 10 елемента були співвісні в межах допуску, згідно технічних вимог.

В правому установочно-притискному елементі 10 з лівого його торця 15 більшого діаметра та лівою торцевою площиною правої вертикальної стійки 2 утворено торцевий зазор S , величина якого повинна бути менша величини його осьового ходу для можливого знімання зварної секції гіперболічного шнека з пристрою.

На плиті 1 між вертикальними лівою 2 і правою 3 стійками встановлено опору 17, зовнішня поверхня 18 якої має форму розпорних стержнів 19, які між собою знаходяться у взаємодії і ці стержні жорстко з'єднують ліву 9 і праву 16 втулки секції гіперболічного шнека. В разі потреби розпорних стержнів може бути більше двох.

З правого крайнього кінця плити 1 жорстко встановлено упорну плиту 20, до якої жорстко закріплено силовий циліндр 21, який за допомогою тяги 22 з'єднаний з установочно-притискним елементом 10 з можливістю осьового переміщення.

Втулки 9 і 16 встановлюють на відповідні установчі елементи 6 і 8 пристрою. На опорну поверхню 18 встановлено розпорні стержні 19 з використанням силового циліндра 21 через пульт керування 23, який відводить установочний притискний елемент 10 в праве крайнє положення.

Після встановлення розпорних стержнів силовий циліндр переміщу упорно-притискний елемент 10 в ліве крайнє положення. В разі великого зазору між одним кінцем опорних стержнів 19 і втулкою 16 його розбивають на дві рівні величини та після цього здійснюєть зварювання конструкцій півавтоматом проволочним в середовищі захисних газів.

Норму штучного часу при електродуговому зварюванні секцій конвеєра визначено за формулою:

$$t_{um} = t_o + t_{don1} \cdot l + t_{don2} \cdot k_1; \quad (4.35)$$

де t_o - основний час на 1 м довжини шва за хвилину, хв;

t_{don1} - допоміжний час, пов'язаний з утворенням шва, хв;

t_{don2} - допоміжний час пов'язаний з зварюванням виробом і управлінням обладнання, хв;

l - довжина шва, м;

k_1 - коефіцієнт, що враховує час на обслуговування робочого місця, відпочинок і природні потреби.

Допоміжний час t_{don1} , пов'язаний з утворенням шва, включає час на зачищення і огляд кромки, заміну електродів, збір флюсу, промірювання, огляд і зачищування зварного шва від шлаку. Допоміжний час t_{don2} включає час встановлення, повороти та зняття виробу, підготовку, встановлення автомата на початку шва та відключення в кінці шва.

Основний час електродугового зварювання визначено за залежністю [50]:

$$t_o = \frac{G}{(I + K)} = \frac{60F \cdot v \cdot l}{(I \cdot K)}; \quad (4.36)$$

де G – маса наплавленого металу, г;

F – площа поперечного перерізу наплавленого шва, мм^2 ;

V – густина наплавленого металу, $\text{кг}/\text{м}^3$; $v=7,85 \cdot 10^3$;

I – сила струму, А ;

K – коефіцієнт наплавлення електродів, $\text{г}/\text{А} \cdot \text{год}$, який залежить від марки електрода, сили струму, тощо.

Повністю технологічний процес виготовлення секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів представлено в додатку ДЗ.

4.7. Висновки

1. В результаті експериментальних досліджень підтверджено основні теоретичні викладки, які відносяться до встановлення закономірностей зміни сили різання в процесі оброблення секцій РО ГТК із Ст 3 і сталі 08кп залежно від частоти обертання заготовки, подачі та глибини різання згідно програми представленої в третьому розділі. Діаметри проточування - 100 мм. При цьому виведено рівняння регресії та побудовано відповідні графіки.

2. Для визначення регресійних залежностей використано програмне забезпечення “STATISTICA-6.0” для ПК, за допомогою якого побудовано графічні відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двовимірних перерізів сили різання як функції від двох змінних факторів за постійного незмінного рівняння відповідного третього фактору.

3. В результаті оброблення експериментальних значень після перевірки значущості отриманих коефіцієнтів регресії та адекватності вибраної математичної моделі реальному процесу отримано проміжні загальні рівняння регресії для визначення складової сили різання P_z у кодovаних факторах і натуральних величинах, які характеризують вплив двох змінних факторів на функцію відгуку з постійним третім параметром, режими змінювалися в межах $50 \leq V \leq 150 \text{ м/хв}$; $0,1 \leq S \leq 0,6 \text{ мм/об}$; $0,1 \leq t \leq 0,8 \text{ мм}$, для заготовок із Ст 3 і сталі 08кп з діаметром розточування 100 мм у кодovаних і натуральних величинах.

4. Проведено комплекс експериментальних досліджень з визначення складової сили різання P_z для профілювання секцій РО ГГК діаметром 100мм заготовок з матеріалу Сталь 08кп використання програми «Mathcad 2000 Professional». Результати цих досліджень підтвердили результати теоретичних залежностей, отриманих на основі математичної моделі. Розбіжність теоретичних і експериментальних досліджень становить 11 - 24%

5. Досліджено крутильну жорсткість секцій РО ГГК зовнішнім діаметром 100мм і довжиною секцій 120мм з використанням розривної машини КМ-50-1. Встановлено значення величини крутного моменту від кута закручування секції в межах 2,5 - 12,5°. Максимальне значення крутного моменту становить 120мм.

6. Розроблено технологічні процеси виготовлення півмуфт і секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів діаметром 100мм, довжиною секцій 120мм із Ст 3 і сталі 08кп, а також технологічний процес їх профілювання за зовнішнім діаметром радіусом 320мм в поперечному перерізі.

7. В результаті експериментальних досліджень уточнено значення конструктивних параметрів технологічного оснащення для проточування секцій РО ГГК і режими різання, досліджено їх вплив на шорсткість поверхонь і розроблено практичні рекомендації щодо проектування технологічного оснащення.

РОЗДІЛ 5

ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ТА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1. Технологічність конструкції секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів

За даними [4], стійкість суцільних шнеків, які працюють на криволінійних трасах із малими локальними радіусами кривини не перевищує 40год роботи, внаслідок циклічних знакозмінних навантажень. Тому одним із напрямків вирішення досліджуваної проблеми є застосування секційних ГРО, шарнірно з'єднаних між собою.

Забезпечення технологічності конструкції виробу та гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ) - це взаємозв'язане вирішення комплексу проблем і завдань як конструкторського, так і технологічного характеру, спрямованих на підвищення продуктивності праці, досягнення мінімальних трудових і матеріальних затрат в процесі виготовлення, скорочення часу на технологічне обслуговування й ремонт, а також забезпечення високої надійності в експлуатації.

Як відомо, технологічність конструкції виробу (ТКВ) – це сукупність властивостей, які визначають його пристосованість для досягнення оптимальних витрат у процесі виробництва, експлуатації та ремонту для заданих показників якості й умов виконання своєї функцій, а технологічність будь-якого процесу - це зручність і легкість його реалізації, які дозволяють виконати процес, що забезпечує отримання заданих результатів із найменшими витратами живої і опредметненої праці. ТКВ в основному залежить від п'яти груп факторів: властивостей виробу, заданої якості, умов виконання робіт у виробництві, експлуатації та ремонту. Загалом система

показників ТКВ охоплює 9 груп факторів і описується 51 загальним і понад 100 частковими коефіцієнтами [3]. В цілому система оцінок є граф-деревом показників і коефіцієнтів, яке все більш "розростається" і доповнюється на даний час, оскільки, кількість ознак предмета та умов користування ним є нескінченною.

ДСТУ 14201-93 встановлює показники, відносно до яких здійснюється комплекс заходів із забезпечення необхідного рівня технологічності конструкції стосовно до ГТТМ. Найважливіші з цих показників є: працемісткість і собівартість виготовлення, коефіцієнт використання матеріалу та матеріаломісткість, точність геометричних параметрів і шорсткості.

Оцінка технологічності конструкції ГТТМ здійснюється згідно за двома видами - якісна та кількісна. Якісна оцінка характеризує технологічність конструкції, а кількісна - виражається числовими показниками та необхідна у тому випадку, коли ці показники суттєво впливають на технологічність конструкції. Кількісна оцінка технологічності здійснюється порівнянням базової й створеної нової конструкції механізму за кількістю й складністю заготовок і деталей, коефіцієнту використання матеріалу, точності, шорсткості, працемісткістю й собівартістю.

Згідно з ДСТУ 14202-95, розрізняють такі види технологічності ГТТМ: виробничу та експлуатаційну. Виробнича технологічність виявляється у скороченні затрат коштів на конструкторську і технологічну підготовки виробництва, процеси виготовлення, в тому числі контроль і випробування. Експлуатаційна - це скорочення затрат часу і коштів на технологічне забезпечення виробничих процесів і ремонтні роботи

Для визначення крутильної жорсткості використано машина розривна моделі КМ-50-1 (рис.1). В цьому випадку гвинтова секція жорстко кріпилась до фіксаторів, на торцевій циліндричній поверхні яких встановлювали паралельні лиски, за допомогою яких фіксатори встановлювались у затискний механізм поворотних обойм розривної машини.

5.2. Визначення радіуса згинання гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами

Запропонований нами гнучкий гвинтовий секційний робочий орган конвеєра (рис. 5.1) виконано у вигляді окремих секцій гвинтових спіралей довжиною 1,5-2 кроки, до внутрішніх поверхонь яких з двох торців жорстко прикріплені втулки зовнішніми діаметрами. Внутрішні торцеві поверхні втулок жорстко з'єднані між собою прутками, діаметри яких є меншими від товщини втулки. Останні, в свою чергу, жорстко закріплені до внутрішніх поверхонь гвинтової спіралі та втулок і прутків, що паралельні між собою. У втулках однієї гвинтової спіралі з радіально протилежними діаметрами перпендикулярно до осі секції виконано наскрізні отвори, осі яких є співвісні та паралельні між собою. В цих отворах встановлено кульки з можливістю кругового провертання, які взаємодіють з лунками, виконаними в шарнірних з'єднаннях сусідніх секцій. У сусідніх секціях аналогічні отвори виконані у втулках, в які встановлено кульки в перпендикулярних площинах з можливістю провертання сусідніх секцій одна відносно іншої під кутом в процесі їх обертання на криволінійних траєкторіях. Зверху втулки жорстко закриті циліндричними ковпачками.

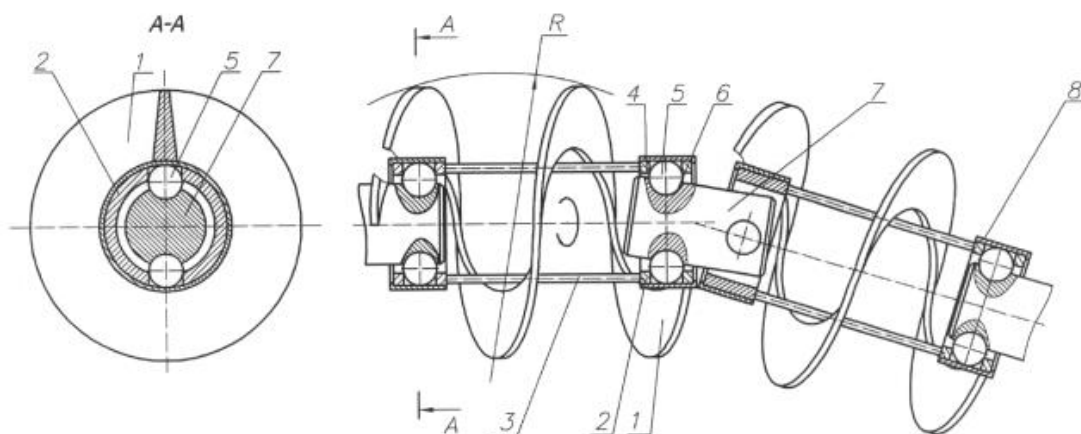


Рис. 5.1. Конструктивна схема гвинтового секційного робочого органу транспортера

Оскільки експлуатаційні характеристики будь-якого гнучкого робочого органу транспортера визначаються його радіусом згинання, то цей параметр визначає також і рівень технологічності такого транспортуючого органу. Значення радіуса згинання необхідне також для того, щоб для проектування транспортерів з криволінійними трасами переміщення вантажів, змішувачів або соковитискачів проєктант міг забезпечити відповідні технологічні можливості пристрою та доцільність застосування робочого органу певного конструктивного виконання. Для визначення вище згаданого параметру звернемось до розрахункової схеми, наведеної на рис. 5.2.

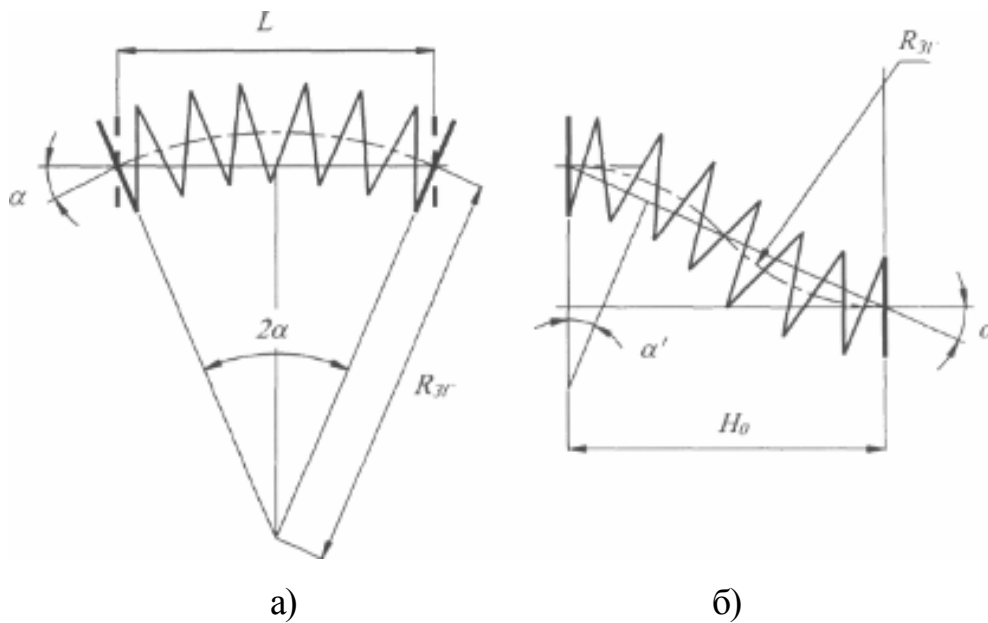


Рис. 5.2. Розрахункова схема для визначення радіуса згинання гвинтового елемента транспортера:

а) згинна траса за радіусом; б) згинна траса на кривій

Величина згину гвинтового робочого елемента, за умови абсолютної жорсткості згідно лінійних розмірів, дорівнює його загальній лінійній довжині. Згідно з розрахунковою схемою співвідношення між довжиною згину та радіусом гвинтового елемента

$$l_{зг} = \frac{2\alpha \cdot \pi R_{зг}}{180^\circ}, \quad (5.1)$$

де $R_{зг}$ - радіус згинання гвинтового елемента.

Радіус згинання можна виразити відстанню між кінцями вигнутого робочого органу пристрою параметром L . Згідно з розрахунковою схемою радіус вигину дорівнює.

$$R_{3Г} = \frac{L}{2 \cdot \sin \alpha}, \quad (5.2)$$

де L - лінійна відстань між кінцями гвинтового елемента;
 α - кут згину секцій гвинтового елемента.

Підставивши значення рівності (5.2) в залежність (5.1), отримано значення довжини згину гвинтового робочого органу транспортера:

$$l_{3Г} = \frac{\pi L \alpha}{180^\circ \sin \alpha} = \frac{\alpha \cdot L}{\sin \alpha}. \quad (5.3)$$

У випадку двох траєкторій вигину (рис. 5.2, б)

$$R_{3Г.P} = \frac{L \cdot \sin \alpha}{4 \cdot \cos \alpha} = 0,25 \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.4)$$

відповідно довжина вигину (лінійна довжина робочого гвинтового елемента) дорівнює:

$$l_{3Г} = 0,5L \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \pi \cdot 2\alpha. \quad (5.5)$$

Проте, залишається невідомим такий важливий параметр, як кут згину секцій транспортера α . Для його визначення, а також залежності радіуса згинання гнучкого гвинтового робочого органу транспортера від інших конструктивних параметрів, звернемось до розрахункової схеми, поданої на рис. 2.3.

Так, для встановлення аналітичних залежностей для розрахунку кута згину секцій одна відносно другої розглянуто $\Delta a, b, c$:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{cb}{ac} = \frac{D_B - d_B - 2s}{B}, \quad (5.6)$$

де D_B - зовнішній діаметр втулок секцій транспортера, мм;

d_B - діаметр з'єднуючих валиків, мм;

s - товщина втулок, мм;

B - ширина втулок, мм.

Для визначення радіуса згинання розглянуто $\Delta o m n$ згідно з розрахунковою схемою, поданою на рис. 5.3. Відповідно радіус згину $R_{3\Gamma}$ дорівнює:

$$R_{3\Gamma} = on = \frac{mn}{\sin \alpha}. \quad (5.7)$$

Відповідно до розрахункової схеми

$$mn = l_B / 2 + B + \Delta + B / 2, \quad (5.8)$$

де l_B - відстані між втулками в одній секції;

Δ - зазор між сусідніми секціями.

З врахуванням рівностей (5.6) і (5.8) залежність (5.7), яка визначає мінімальний радіус згинання робочого органу транспортера з секційними елементами, має вигляд:

$$R_{3\Gamma} = \frac{1,5B + l_B + \Delta}{2 \sin \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{D_B - d_B - 2s}{B} \right) \right)}. \quad (5.9)$$

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 2.4) зміни радіуса згинання гнучкого гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секцій робочих елементів, можна зробити висновок, що визначальний вплив на нього має товщина втулки s у поєднанні з шириною втулок B . Так, із збільшенням значення s в межах 3-11 мм і $B = 10; 15; 20; 25; 30$ мм для постійних значень

$D_B = 60$ мм; $d_B = 45$ мм; $l_B = 50$ мм; $\Delta = 10$ мм відбувається збільшення радіуса вигину в межах 42,4-130,5 мм і 98,1-527,6 мм або ж у 3,1-5,6 рази.

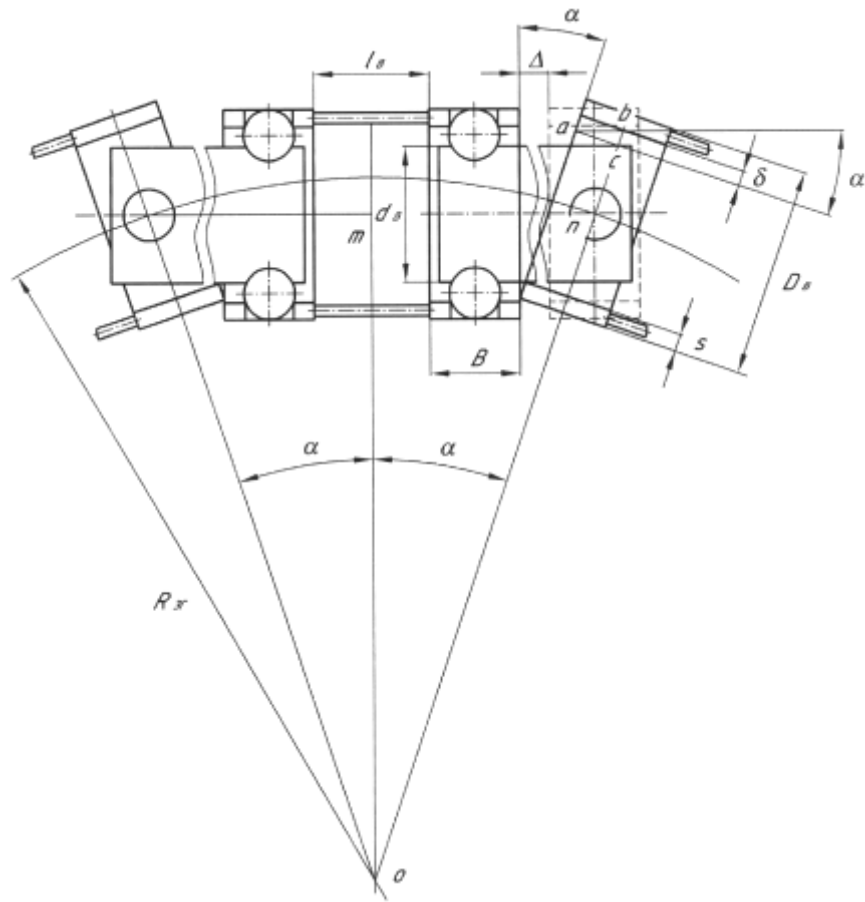


Рис. 5.4. Розрахункова схема для визначення мінімального радіуса згинання транспортера з гвинтовими секційними робочими елементами

Тобто, відбувається значне обмеження технологічних можливостей робочого органу, оскільки радіус згину повинен бути мінімальним. Відповідно для аналогічних значень даних конструктивних параметрів, але із зміною величини зазору між сусідніми секціями Δ в межах 5-15 мм, коливання числового значення радіуса згинання знаходиться в межах 78,3-304,1; 89,4-334,5 мм. Відповідно технологічнішим є РО з меншою шириною втулок секцій, оскільки, за однакових показників продуктивності та ресурсу напрацювання потребує під час експлуатації менших виробничих площ.

На рис.5.5 наведено залежності зміни радіуса згинання гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів.

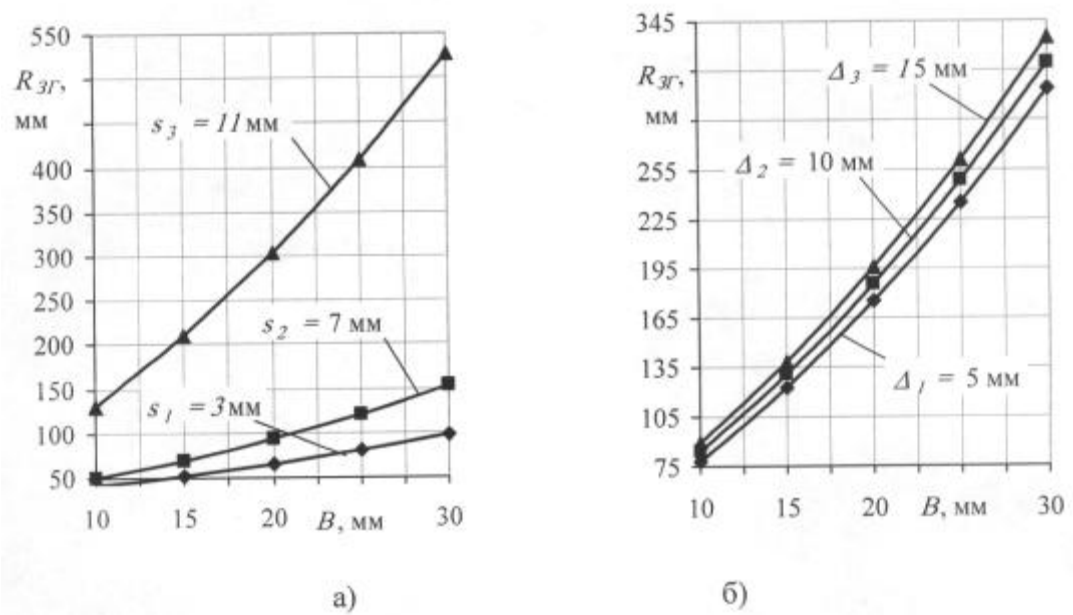


Рис. 5.5. Графічні залежності зміни радіуса згину гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів:

а) для різної товщини втулки; б) для змінного зазору між сусідніми секціями

На основі вище наведених розрахунків спроектовано та виготовлено гвинтовий робочий орган з секційних елементів, який зображено на рис. 5.6.

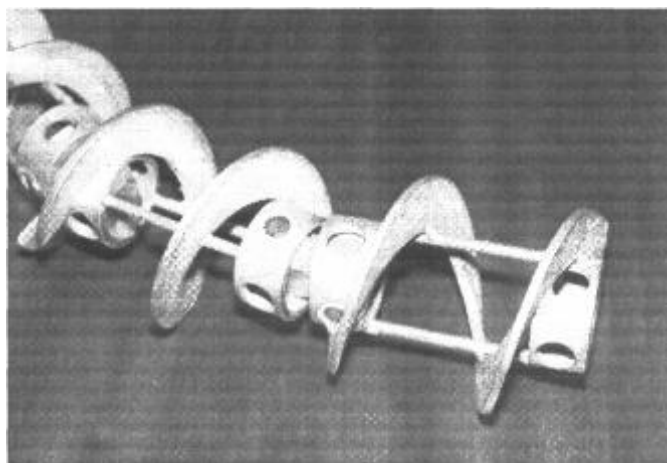


Рис. 5.6. Гвинтовий секційний робочий орган конвеєра

Розроблена модель гвинтового робочого органу транспортера з секційними елементами може мати широке використання у галузях харчової та переробної промисловості, сільського господарства, а також у

технологічних процесах механізованого завантаження мінеральних добрив, насінневого матеріалу та зібраних зернових культур завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок зменшення радіуса його згину та підвищеній надійності завдяки вдосконаленій конструкції.

5.3. Математична модель технологічного процесу стискування й пресування

Запропоновану конструкцію соковитискача представлено на рис. 5.7, [35] який виконаний у вигляді рами 1, приводу 2, корпуса 3, завантажувального механізму 4 з подрібнювачем 5, що приводиться в рух ременевою передачею 6 від привідного вала 7.

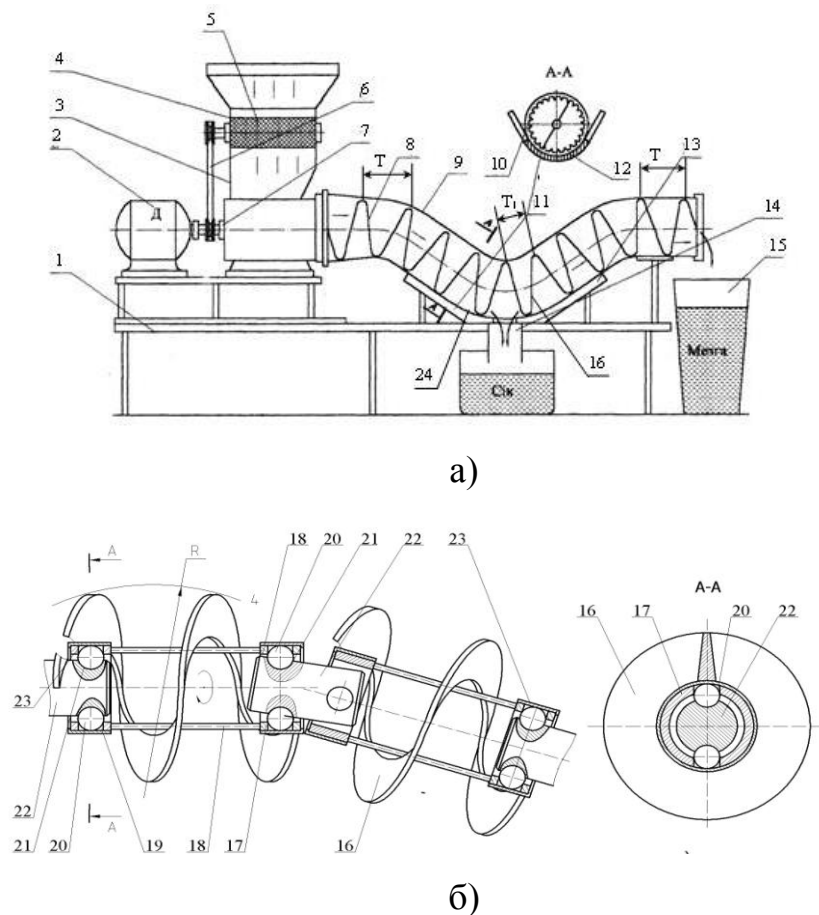


Рис. 5.7. Конструктивно-компонувальна схема гвинтового секційного соковитискача (а) і конструктивне виконання секційного робочого органу (б)

До кінця привідного вала жорстко закріплено гвинтовий витискний елемент 8 на зовнішньому діаметру з нарізками 10, і встановлено в жорсткий металічний кожух 9 з нержавіючої сталі, середню частину якого виконано у вигляді криволінійної впадини з одним або двома прогинами. В нижній частині кожуха криволінійну впадину виконано у вигляді сітчатки 11 і обперта на V-подібний рівчак 12 з аналогічною сітчаткою і вони разом обперті на опорну раму 13. Причому довжина V-подібного рівчака є більшою за довжиною сітчатки 10 на кожусі 9, під яким встановлено ємність 14 для збирання соку, а під вільним кінцем гнучкого кожуха встановлено ємність 15 для збирання відходів (мезги).

Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача виконано у вигляді окремих гвинтових секцій, з'єднаних шарнірними елементами (рис. 2.19).

Окрему секцію гвинтового соковитискача виконано у вигляді гвинтової спіралі 16 довжиною 1,4 - 2 кроку, до внутрішніх поверхонь якої з її торців жорстко прикріплено втулки 17 зовнішніми діаметрами. Внутрішні торцеві поверхні втулок жорстко з'єднані між собою прутками 18, діаметри яких є рівними або меншими товщини втулки. Ці втулки, в свою чергу, жорстко закріплено до внутрішніх поверхонь гвинтової спіралі 16, осі гвинтових спіралей 16, причому, втулок 17 і прутків 18 паралельні між собою. У втулках однієї гвинтової спіралі в радіально протилежних діаметрах перпендикулярно до осі секції виконано наскрізні отвори 19, осі яких співвісні та паралельні між собою. В ці отвори встановлено кульки 20 з можливістю кругового провертання, які взаємодіють з лунками 21, виконаними в шарнірних з'єднаннях 22 сусідніх секцій, розміщеними в перпендикулярних площинах у втулках 17, в які встановлено кульки 20 з можливістю відносного провертання сусідніх секцій одна відносно іншої під кутом в процесі їх обертання на криволінійних трасах. Зверху втулки 17 жорстко закриті циліндричними ковпачками 23 для запобігання вилітання кульок з лунок, а в зоні криволінійного переходу крок гвинтової секції T_1 є меншим основного кроку на вході та виході соковитискача і дорівнює $T_1=(0,4$

- $0,6)T$, де T – основний крок. Сусідні секції гвинтової спіралі 16 з'єднано між собою шарнірними з'єднаннями 22, а зовнішні поверхні кожної із них виконано бочкоподібною форми радіусом R з максимальним значенням посередині секції, що сприяє покращенню процесу їх взаємодії з кожухом соковитискача особливо на криволінійних трасах і зменшення сили тертя.

Під час проходження маси матеріалу по криволінійній трасі 24, де величина кроку спіралі є зменшеною і становить $T_1=(0,4-0,6)T$, вона стискується і здійснюється витискування соку, який стікає по криволінійній трасі та збирається в ємності 14. Пройшовши криволінійну ділянку, відхід маси спрямовується до виходу соковитискача та збирається в ємності 15, де крок робочого органу є нормальним.

Технологічний процес роботи гвинтового витискача здійснюється наступним чином. Сировина, наприклад виноград, завантажується в завантажувальний механізм 4 з бункером, де подрібнюється механізмом 5, який приводиться в рух від привідного вала 7 пасовою передачею 6. Далі подрібнена маса поступає на гвинтовий секційний витискний елемент 8 і додатково подрібнюється різками 10, переміщується в горизонтальному напрямі вправо і достатньо стискується на криволінійній трасі. Сік через сітчатку 11 в кожусі 9 і V-подібному жолобі 13 стікає в ємність 14. Відтиснута маса – (мезга) через вільний кінець гнучкого кожуха 9 збирається в ємність 15.



Рис. 5.8. Загальний вигляд окремих секцій гвинтового робочого органу соковитискача

Відомо, що за наявності кутового зміщення між шарнірно з'єднаними валами, а саме такий тип з'єднання можна розглядати як робочий секційний орган соковитискача, обертання веденого вала відбувається нерівномірно за рівномірного обертального руху ведучого вала. Відповідно співвідношення між кутовими швидкостями ведучого та веденого валів записано [42]:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos \alpha}, \quad (5.10)$$

де ω_1, ω_2 - відповідно кутові швидкості ведучого та веденого валів, с^{-1} ;

γ - кут нахилу осей валів, град;

α - кут повороту ведучого вала від початкового положення, град.

Відповідно до конструктивного виконання робочого органу соковитискача співвідношення між кутовими швидкостями ведучої та веденої секції за повний оберт складає:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos(\arctg \frac{D_B - d_B - 2S}{B})}{1 - \sin^2(D_B - d_B - 2S)/B}, \quad (5.11)$$

де D_B - діаметр втулки секції, мм;

d_B - діаметр з'єднувального вала, мм;

S - товщина втулки секції, мм;

B - ширина втулки секції робочого органу, мм.

Кутове прискорення ведучої секції за рівномірного обертання веденої ланки виражено залежністю:

$$\beta_2 = \omega_1^2 \frac{\sin^2(\arctg \frac{D_B - d_B - 2S}{B}) \cos(\arctg \frac{D_B - d_B - 2S}{B}) \sin 2\alpha}{(1 - \sin^2(\frac{D_B - d_B - 2S}{B}) \sin^2 \alpha)^2}. \quad (5.12)$$

Відповідно коефіцієнт нерівномірності обертання веденої секції

$$k = \text{tg}(\arctg(\frac{D_B - d_B - 2S}{B})) \sin(\arctg(\frac{D_B - d_B - 2S}{B})). \quad (5.13)$$

Крутний момент на проміжній секції визначено за залежністю:

$$T_{n.c.} = T_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{D_B - d_B - 2S}{B} \right) \right) \cos^2 \alpha}, \quad (5.14)$$

де T_1 - момент, що діє на ведучу секцію.

Момент, який сприймає ведена секція, дорівнює

$$T_2 = T_1 \frac{1 - \sin^2 \left(\operatorname{arctg} \frac{D_B - d_B - 2S}{B} \right) \sin^2 \alpha}{\cos \left(\operatorname{arctg} \frac{D_B - d_B - 2S}{B} \right)}. \quad (5.15)$$

Сила, що діє на шарнірне з'єднання секцій гвинтового соковитискача

$$F_{III} = \frac{2T_{II}}{D_B}. \quad (5.16)$$

Проаналізувавши процес транспортування вантажу гвинтовими конвеєрами в загальному випадку в довільній ортогональній системі координат $Ox_1x_2x_3$, рівняння руху суцільного середовища має вигляд [85]:

$$\nabla_k \sigma^{ik} + \rho F^i = \rho a^i, \quad (5.17)$$

де ∇_k - коваріантна похідна;

σ^{ik} - компоненти тензора напружень;

ρ - густина вантажу;

F^i - компоненти зовнішньої масової сили;

a^i - компоненти тензора прискорень.

Згідно рекомендацій розрахунок такого процесу доцільно проводити у спеціальних системах координат:

$$\begin{aligned} x &= n \cos[t / (n^2 + c^2)^{0,5}]; \\ y &= n \sin[t / (n^2 + c^2)^{0,5}]; \\ z &= ct / (n^2 + c^2)^{0,5} + b(n^2 + c^2)^{0,5} / n. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Для довільної точки простору орти системи координат направлені за напрямком ортів супутньої системи координат, в якій швидкість виділеного елемента (частинки) вантажу дорівнює:

$$\bar{g}_A = g_i \bar{t} + g_n \bar{n} + g_b \bar{b}. \quad (5.19)$$

Для великих деформацій у випадку транспортування ізотропного середовища, головні осі тензора напружень співпадають з головними осями тензора швидкостей деформації:

$$\tau_{ij} = \frac{1}{3} \nu \kappa_{ij}, \quad (5.20)$$

де ν – коефіцієнт пропорційності.

Рівняння руху (5.17) значно спрощується для рівномірного переміщення, наприклад, у довгих вертикальних гвинтових конвеєрах та гвинтових склізах, коли реалізується гвинтова симетрія.

Тоді $\partial \sigma_y / \partial t = 0$ і теоретично не виключається можливість транспортування в режимі пошарового руху, коли складові швидкості $\mathcal{G}_n + \mathcal{G}_b = 0$, а швидкість довільної частинки $\mathcal{G}_A = \mathcal{G}_t$. Абсолютні швидкості \mathcal{G}_A частинок, що належать i -му шару не залежать від координати t , але різні для різних b та n .

Швидкість деформації для вказаного режиму транспортування у гвинтовій системі координат [80]

$$\begin{cases} \varepsilon'_n = 0; \varepsilon'_t = \partial \mathcal{G}_t / \partial t; \varepsilon'_n = 0 \\ \gamma'_m = \partial \mathcal{G}_t / \partial n - k \mathcal{G}_b; \gamma'_{tb} = \partial \mathcal{G}_t / \partial b; \gamma'_{nb} = 0. \end{cases} \quad (5.21)$$

Відповідно розподіл середнього гідравлічного тиску

$$p = \frac{pg \cos \alpha}{2\chi\mu} \left(1 - e^{-\frac{2\chi(b_0-b)}{\mu}} \right). \quad (5.22)$$

Із другого рівняння системи(5.21) з врахуванням $|\tau_{nt}| = |\tau_{nb}|$ отримано:

$$\frac{\partial \tau_{nt}}{\partial n} + (2k - 2\varepsilon\chi\mu)\tau_{nt} = gp(\sin \alpha - \varepsilon\mu \cos \alpha), \quad (5.23)$$

де $\varepsilon = \text{sign}(\Delta \mathcal{G}_{nt}) = |\Delta \mathcal{G}_{nt}| / \Delta \mathcal{G}_{nt}$ - функціональний знак, що приймає значення -1 та $+1$ залежно від напрямку потоку.

Відповідно лінії рівня, в яких $P = \text{const}$, а також лінія нульового рівня ($p=0$), що обмежує потік визначено за залежністю:

$$\frac{\partial b}{\partial n} = \frac{a_n (\mu + ctg \alpha)}{(g \operatorname{cosec} \alpha - a_n)} = \frac{(\omega - \omega_\psi)^2 n (\mu + ctg \alpha)}{g (\operatorname{cosec} \alpha - (\omega - \omega_A)^2 n)}, \quad (5.24)$$

де ω_A - кутова швидкість частинки в системі гвинтової поверхні

$$\omega_A = \frac{g_t}{\sqrt{n^2 + c^2}}. \quad (5.25)$$

Для зерноподібних вантажів прийняті співвідношення в першому наближенні реалізуються за рівностірадіальних dR та осьових dP зусиль у векторному силовому полі:

$$dP / dR = \sin \alpha / (1 - \cos \alpha), \quad (5.26)$$

де α - кут вкладання частинок, $\alpha = 42 - 34^\circ$.

Величина, що визначає радіус згину секційного елемента визначається зазором між сусідніми секціями Δ . За умови, що радіус згину $R_{32}=0$, визначено з рівності:

$$\Delta = l_g - 2b, \quad (5.27)$$

де l_g - довжина важеля, що з'єднує секції, мм;

b - відстань від місцем кріплення важеля до краю секції, мм.

Кут нахилу секції γ знайдено згідно з розрахунковою схемою (рис.2.20) з ДОКВ. Відповідно попередньо визначивши OB із ΔBAO :

$$OB = \sqrt{\left(R_{32} + \delta + 0,5D_{\max} \right)^2 + \left(0,5 \cdot l_c - b \right)^2}, \quad (5.28)$$

де R_{32} - радіус згину секційного елемента, мм;

δ - товщина стінки рукава, мм;

D_{\max} - найбільший діаметр профільної спіралі, мм;

l_c - лінійна довжина профільної спіралі, мм.

Відповідно кут нахилу секції γ дорівнює:

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{KB}{OB} \right) = \arcsin \left(\frac{l_B}{2 \cdot \sqrt{\left(R_{32} + \delta + 0,5D_{\max} \right)^2 + \left(0,5 \cdot l_c - b \right)^2}} \right). \quad (5.29)$$

Як бачимо, зі зміною змінного кута нахилу секцій змінюються величина зазору між сусідніми секціями до деякого значення Δ' , яке згідно розрахункової схеми дорівнює:

$$\Delta' = 2KM .$$

З ΔMNB визначено величину MB :

$$MB = \frac{NB}{\cos \gamma} = \frac{b}{\cos \left(\arcsin \left(\frac{l_B}{2\sqrt{\left(R_{32} + \delta + 0,5D_{\max} \right)^2 + \left(0,5 \cdot l_c - b \right)^2}} \right) \right)} . \quad (5.30)$$

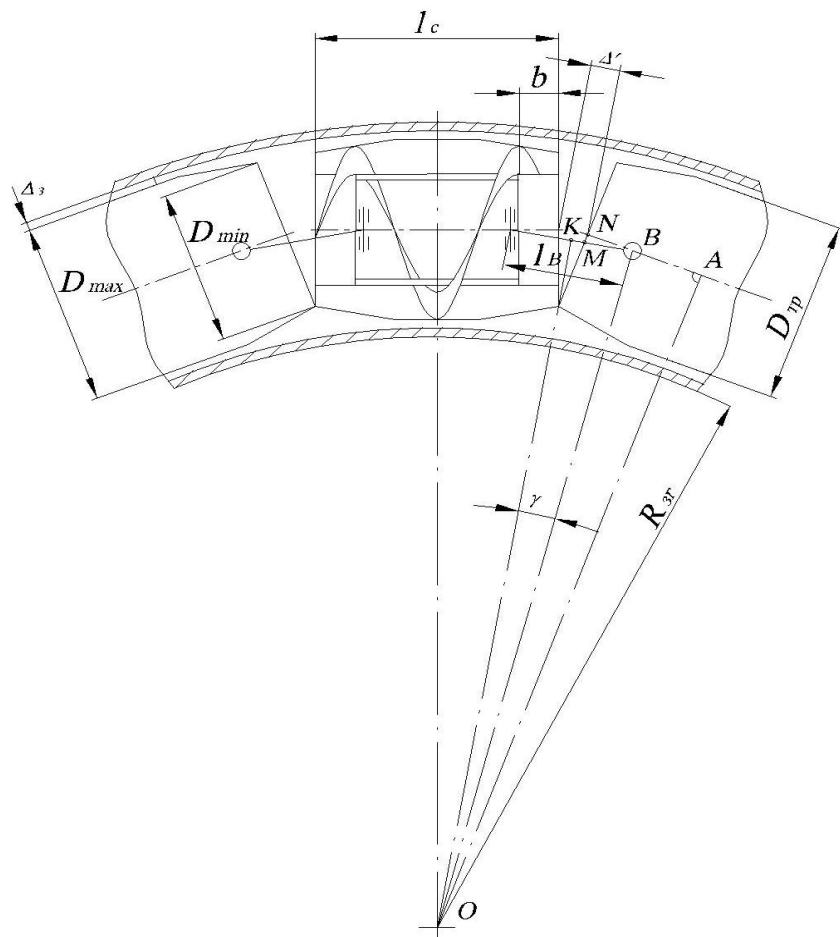


Рис. 5.9. Розрахункова схема для визначення поточної величини зазору в сусідніх секціях гвинтового соковитискача

Відповідно значення відрізка KM дорівнює:

$$KM = l_B - MB = l_B - \frac{b}{\cos \left(\arcsin \left(\frac{l_B}{2\sqrt{R_{32} + \delta + 0,5D_{\max}} + 0,5 \cdot l_c - b}} \right) \right)}. \quad (5.31)$$

Поточну величину зазору між шарнірами Δ' визначено за наступною залежністю:

$$\Delta' = 2l_B \frac{2b}{\cos \left(\arcsin \left(\frac{l_B}{2\sqrt{R_{32} + \delta + 0,5D_{\max}} + 0,5 \cdot l_c - b}} \right) \right)}. \quad (5.32)$$

Теоретично розроблена модель відповідає випадку транспортування зернистих вантажів із кутом вкладання зерен $\alpha = 45^\circ$ та малими коефіцієнтами внутрішнього тертя, а також в першому наближенні для інших сухих сипких вантажів. Вона дозволяє визначити розподіл швидкостей по перерізу потоку та його форму, що важливо для розрахунку багатьох технологічних процесів.

Враховуючи важливість проблеми виробництва продуктів харчування, деталі соковитискача необхідно виготовляти з високоякісних нержавіючих сталей. До них відносяться сталі марок: 18Н9Т, 18Н12Т, 25Х16Г7АР, що мають коефіцієнт відносного видовження $\delta_5 = 40\%$, а високо пластичні сталі - 08кп і 10кп, з $\delta_3 = 33\%$,

5.4. Розрахунок оправи для проточування секцій робочих органів гнучких гвинтових конвєсрїв

Для проточування й калїбрування секцій РО ГГК на токарних верстатах використано оправу, зображену на рис.5.10.

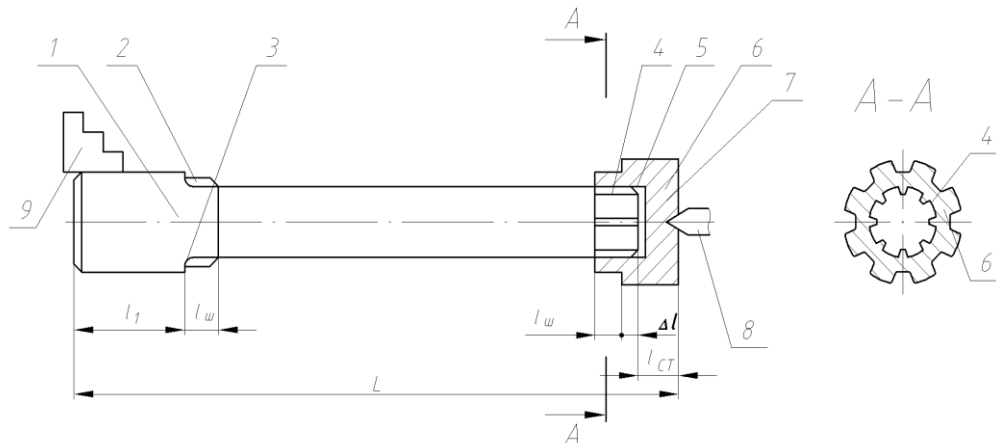


Рис. 5.10. Оправка для проточування й профїлювання секцій РО ГГК:

1 – бїльша цилїндрична ступень оправи; 2 – шліцевї виступи під шліци лївої втулки; 3 – упорна шліцева втулка; 4 – шліцевї з'єднання оправи 1 і упорної втулки 3; 5 – задній підтискний центр; 6 – кулачки затискного патрона; 7 – зовнішні шліци втулки; 8 – центр задньої бабки; 9 – кулачки

Порядок розрахунку наступний:

1. Розраховуємо діаметр меншої ступені оправи, виходячи з величини крутного моменту проточування секції:

$$T = P_z \cdot R, \quad (5.33)$$

де P_z - складова сила різання для точіння, Н;

R – радіус секції РО ГГК, мм.

При цьому діаметр оправи визначено за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (5.34)$$

де $[\tau]$ - допустиме напруження вала на кручення; Н/м.

Останнє визначено за формулою:

$$[\tau] \leq \frac{T}{W_p}, \quad (5.35)$$

де W_p - полярний момент опору вала суцільного поперечного січення перерізу, який обчислено за формулою

$$W_p = \frac{\pi r^3}{2}, \quad (5.36)$$

де r – радіус оправи, мм.

2. Довжину оправи розраховано, виходячи з довжини секції РО ГГК:

$$L = l_1 + l_2 + 2l_{шл} + \Delta l, \quad (5.37)$$

де l_1 і $l_{шл}$ - відповідно довжина оправки для затиску кулачками

$l_1 = 30 \div 40$ мм, $l_{шл}$ - довжина шліцевої частини $l_{шл} = 30 \div 40$ мм,

Δl - шліцева частина оправи; $\Delta l \approx 15 \div 25$ мм;

l_2 - довжина меншої ступені оправи, мм;

$l_{от}$ - товщина дна втулки; $l_{от} = 30 \div 40$ мм.

3. Розрахунок шліців оправи під ліву та праву втулки секції РО ГГК. Довжина шліців наближено повинна бути дорівнювати ширині лівої та правої втулок, а їх профілі та розміщення повинні відповідати профілю внутрішніх отворів крайніх втулок.

Крім цього, шліцеві поверхні шліців оправи, її лівий кінець і шліци втулки необхідно гартувати до твердості $HRC \approx 35 - 42$, а також центр шліцевої втулки.

5.5. Вплив профілювання секцій гнучкого гвинтового конвеєра на його продуктивність

Одним із недоліків роботи циліндричних гвинтових гнучких конвеєрів є те, що на криволінійних трасах в процесі транспортування вантажів кінці кожної секції вискоблюють внутрішню поверхню гнучких рукавів, що призводить до швидкого їх зношування, збільшення енерговитрат і забруднення транспортного матеріалу.

За даними досліджень [3] встановлено, що у ГГК з профільованими секціями збільшується довговічність рукава на 65-75%, ресурс роботи в 4,7-5,3 рази порівняно з існуючими суцільними робочими органами.

Нами виведено аналітичну залежність для визначення продуктивності ГГК з циліндричними секціями. Продуктивність гнучкого шнекового транспортера за відомим об'ємом ваги вантажу в загальному вигляді визначено за залежністю:

$$Q_y = \gamma_g \cdot Q. \quad (5.38)$$

де γ_g - об'ємна вага матеріалу, кг/м³;

Q – продуктивність конвеєра, м³/год.

Продуктивність можна визначити за залежністю:

$$Q = K_n \cdot F_p \cdot V_a. \quad (5.39)$$

де K_n – коефіцієнт пропорційності;

F_p – робоча площа поперечного перерізу шнека, мм²;

V_a – середня осьова швидкість руху матеріалу, м/с.

Розрхункову схему взаємодії секції гнучкого гвинтового конвеєра з гнучким кожухом для транспортування вантажів по криволінійних трасах зображено на рис. 1. При цьому робота транспортно-технологічної системи характеризується радіусом кривини гнучкого кожуха R_k , внутрішнім діаметром гнучкого кожуха D_R , геометричними параметрами гвинтової секції (довжина L), максимальним радіусом в медіальному перерізі секції R_2 ,

діаметром перерізу в торцевій частині секції R_2). Оскільки для передачі сипкого вантажу достатньо одного витка шнека на один секційний орган, то розрахунок продуктивності здійснено за один виток.

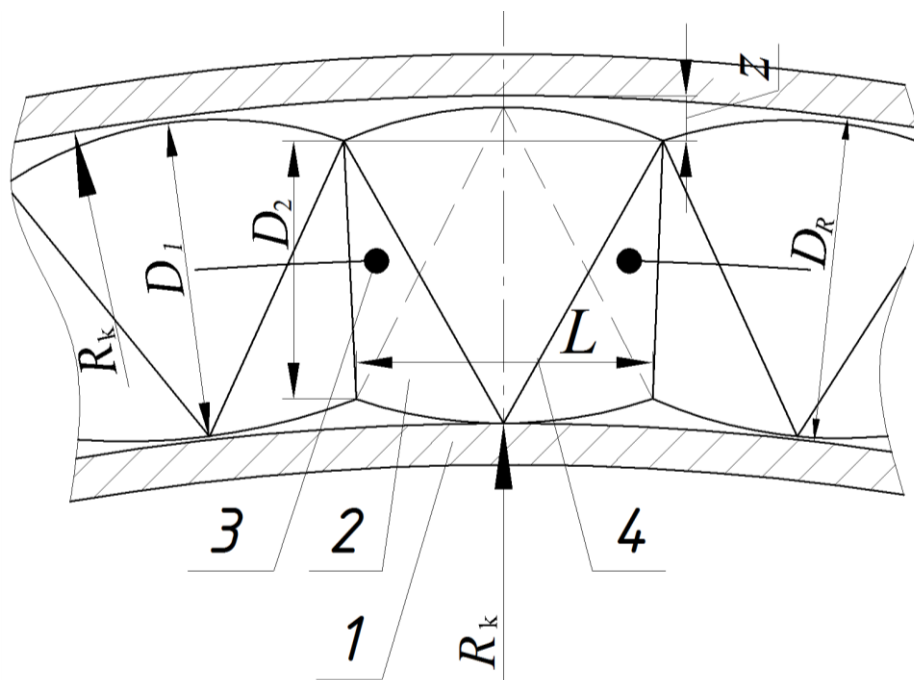


Рис. 11. Розрахункова схема взаємодії секції гнучкого конвеєра з гнучким кожухом:

1 – гвинтовий кожух; 2 – секція гнучкого гвинтового конвеєра; 3 – шарнірне з’єднання сусідніх секцій; 4 – подаючий виток

Втрати продуктивності транспортера порівняно з транспортерами, в яких не проводилось профілювання секцій витків ГГК, визначено за залежністю:

$$\Delta Q_{\gamma} = \gamma_g \cdot \psi \cdot \alpha \frac{T \cdot T'}{2(T + T')} \omega \cdot \left(\pi R_1^2 - \left(\pi \left(\frac{1}{3} (R_1 - R_2)^2 + R_2 (R_1 - R_2) + R_2^2 \right) \right) \right), \quad (5.40)$$

де ψ – поправочний коефіцієнт, що враховує умови транспортування;

α – коефіцієнт міжвиткового заповнення вантажу;

z – величина зазору між кожухом і зовнішньою поверхнею секції шнека в торцевій її частині, мм;

T, T' – відповідно крок шнека та траєкторії руху потоку вантажу, мм;

ω – кутова швидкість шнека, 1/с.

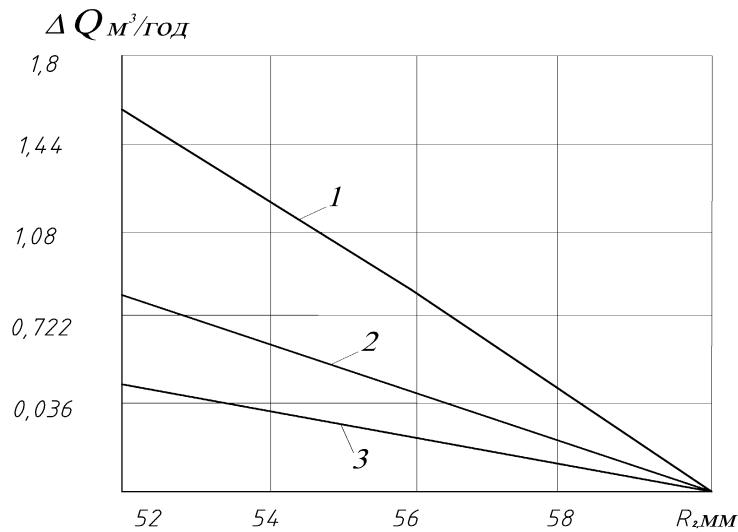


Рис. 5.12. Графік залежності втрат продуктивності гвинтового конвеєра від радіуса витка в торцевій частині шнека ($\psi=0,9$; $\alpha=0,8$; $R_1=60$ мм, $T=40$ мм; 1 – $\omega=40$ с-1; 2 – $\omega=20$ с-1; 3 – $\omega=10$ с-1)

В результаті досліджень встановлено, що із зменшенням діаметра торцевої поверхні секційного шнека в межах від 7,5 до 1 мм втрати продуктивності зростають. На рис. 5.12 зображено графік втрат продуктивності ГГК від радіуса витка в торцевій частині для різних режимів роботи за постійного медіального перерізу, де $R_1 = 60$ мм.

З рис. 5.12 видно, що із зменшенням радіуса секції витка в торцевій частині порівняно з радіусом в медіальному перерізі продуктивність ГГК зменшується до 1,5 м³/год, але при цьому покращуються умови роботи ГГК.

На рис. 5.13 представлено графічні залежності продуктивності ГГК від частоти обертання шнека для сипкого матеріалу, наприклад, пшениці.

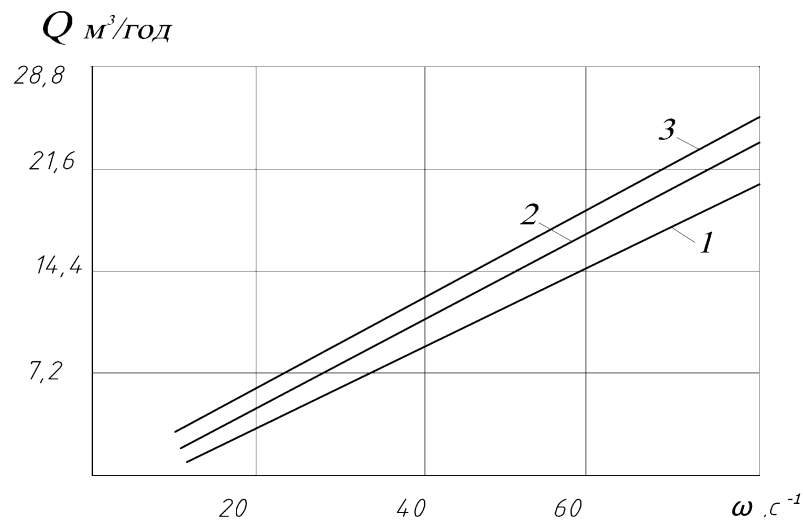


Рис. 5.13. Графік залежності продуктивності від частоти обертання шнека ($\psi=0,9$; $\alpha=0,8$; $R1=60\text{мм}$, $R2=50\text{мм}$. 1 – $T=40\text{мм}$; 2 – $T=50\text{мм}$; 3 – $T=60\text{мм}$);

З графіка видно, що із збільшенням кутової швидкості та кроку шнека продуктивність ГТК для визначених параметрів збільшується до 7,5- 22 т/год.

На рис. 5.14 зображено залежність продуктивності ГТК від радіуса торцевої частини секції шнека та величини її кроку за постійного радіуса в медіальному перерізу секції, що дорівнює $R_1=60\text{ мм}$.

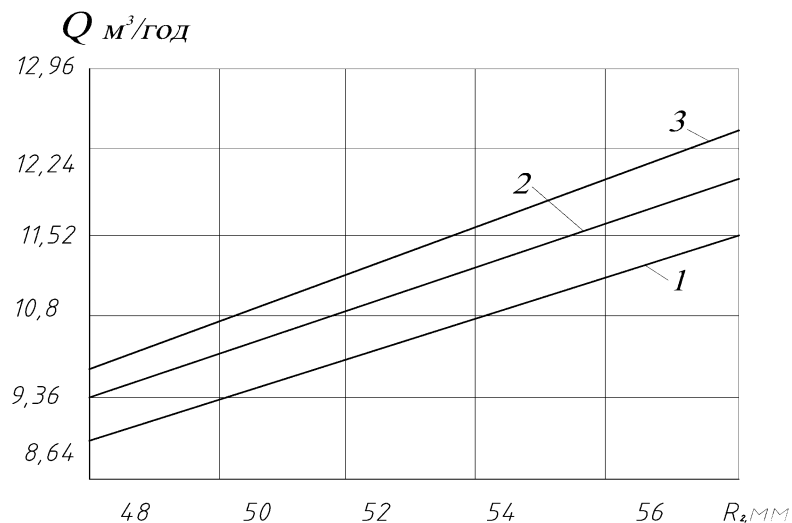


Рис. 5.14. Графік залежності продуктивності ГТК від радіуса в торцевій частині ($\psi=0,9$; $\alpha=0,8$; $R1=60\text{мм}$, $\omega=40\text{ с}^{-1}$; 1 – $T=37\text{мм}$; 2 – $T=40\text{мм}$; 3 – $T=42\text{мм}$);

З рис.5.14 видно, що продуктивність ГТК зменшується на 3-3,5т/г із

зменшенням радіуса торцевої частини секції в межах 58-48мм, а із збільшенням кроку – збільшується. Крім цього, із наближенням радіуса торцевої частини шнека до радіуса кожуха продуктивність зростає, але умови роботи ГГК при цьому погіршуються. Тому доцільно, щоб різниця цих радіусів знаходилася в межах 2 - 4мм.

На рис.5.15 представлено графік залежності втрат продуктивності ГГК з профільованими секціями від радіуса шнека в торцевій частині за постійного радіуса в медіальному перерізу у відсотках.

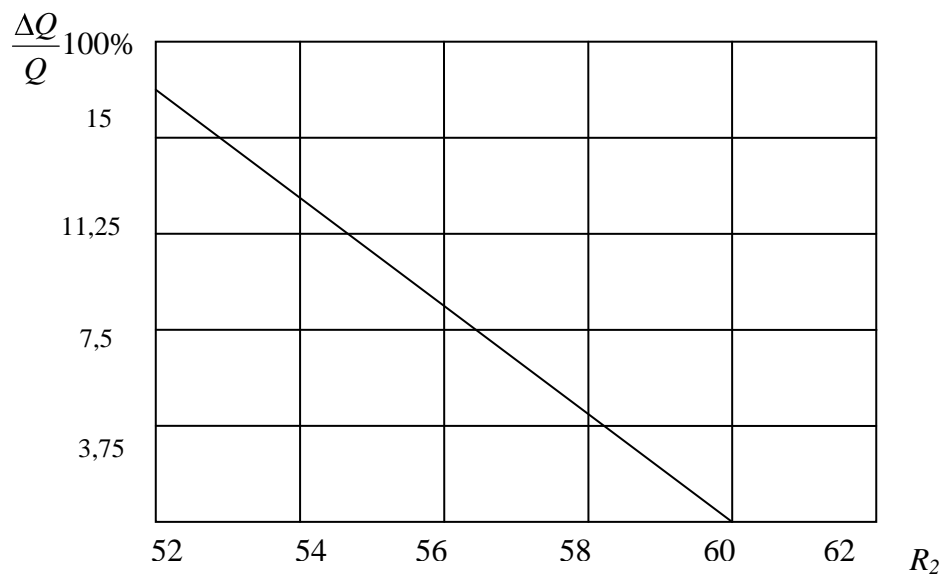


Рис. 5.15. Залежність втрат у відсотках продуктивності ГГК процесів профілювання секцій від радіуса шнека в торцевій частині ($\psi=0,9$; $\alpha=0,8$; $R1=60$ мм; $T=40$ мм; $\omega = 40$ с-1)

З графіка видно, що із збільшенням радіуса секцій ГГК в торцевій частині порівняно з радіусами в медіальному перерізі продуктивність збільшується, але при цьому погіршуються умови роботи і зменшується надійність та довговічність гнучких рукавів.

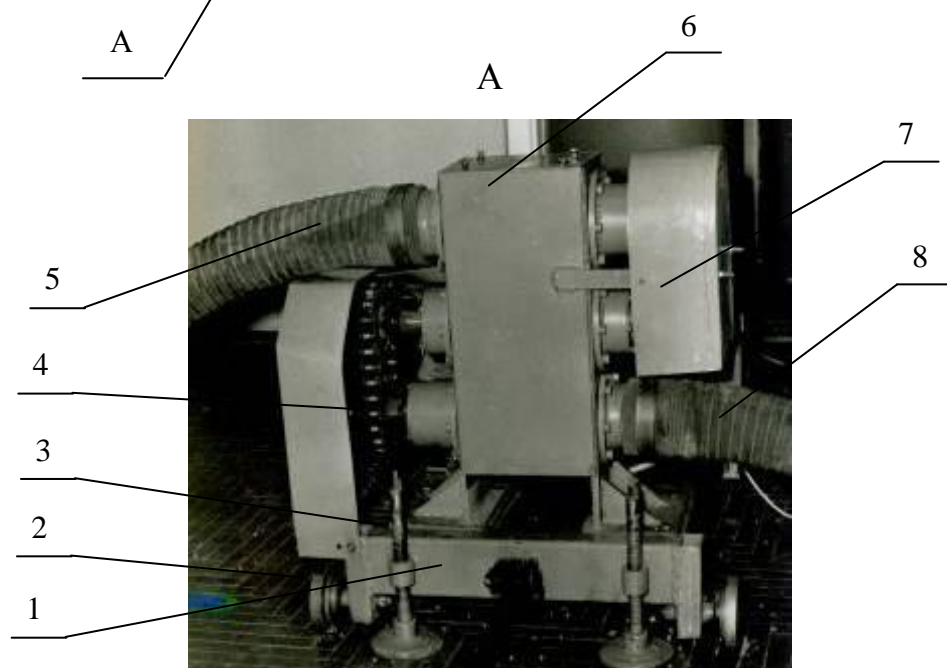


Рис. 5.16. Використання гнучкого гвинтового конвеєра для завантаження автомобіля зерном:

1 – рама; 2 – опорні колеса; 3 – опори; 4 – привід вивантажувальної гнучкої секції; 5 – завантажувальна гнучка гвинтова секція; 6 – пересипний корпус; 7 – захисний кожух привода; 8 – вивантажувальний гнучкий гвинтовий рукав

На рис. 5.16 зображено ГГК в роботі на току з завантаженням автомобіля продуктивністю 25 т/год пшениці.

Гнучкий гвинтовий конвеєр з пересипом [4] призначений для завантаження й розвантаження всіх видів сипких матеріалів на гнучких трасах: пшениця, пісок, цемент, зерно, мука, комбікорм, сіль та інші.

Коротка технічна характеристика гнучкого гвинтового конвеєра, представленого на рис.6:

- довжина транспортування – 12 м;
- продуктивність до 20 т/год;
- внутрішній діаметр кожуха 2 100 мм;
- привід від електродвигуна, або вала відбору потужності трактора – 1,5 кВт;
- кількість обертів робочого органа – 500 об/хв.

5.6. Контрольний пристрій для заміру параметрів шнеків

Спроековано конструкцію пристрою для заміру конструктивних параметрів шнеків, який виконано у вигляді нижньої горизонтальної плити 1, перпендикулярно до якої посередині її довжини жорстко закріплено вертикальну стійку 2 з наскрізним квадратним отвором 3, сторона якого є більшою за зовнішній діаметр шнека 4. Внизу наскрізного квадратного отвору паралельно до плити 1 жорстко закріплено нижню опору шнека 5 з радіальним заокругленням, що дорівнює радіусу найменшого шнека, параметри якого необхідно вимірювати. Нижню опору 5 лівим кінцем жорстко закріплено до вертикальної стійки 2, а правим - до вертикальної направляючої 6.

Зверху над квадратним наскрізним отвором 3 вертикальної стійки 2, напроти нижньої опори шнека 5 виконано верхню опору шнека 7 аналогічної форми. Правим кінцем верхню опору шнека 7 жорстко з'єднано з вертикальною направляючою 6, а лівим – з Г-подібним кронштейном 8, який може вільно рухатись в Т-подібному пазу 9 вертикальної стійки 2. Верхню шнекову опору 7 з двох кінців жорстко зафіксовано стопорними елементами

10 і 11 відповідно до вертикальної стійки 2 і вертикальної направляючої 6 з можливістю осевого переміщення.

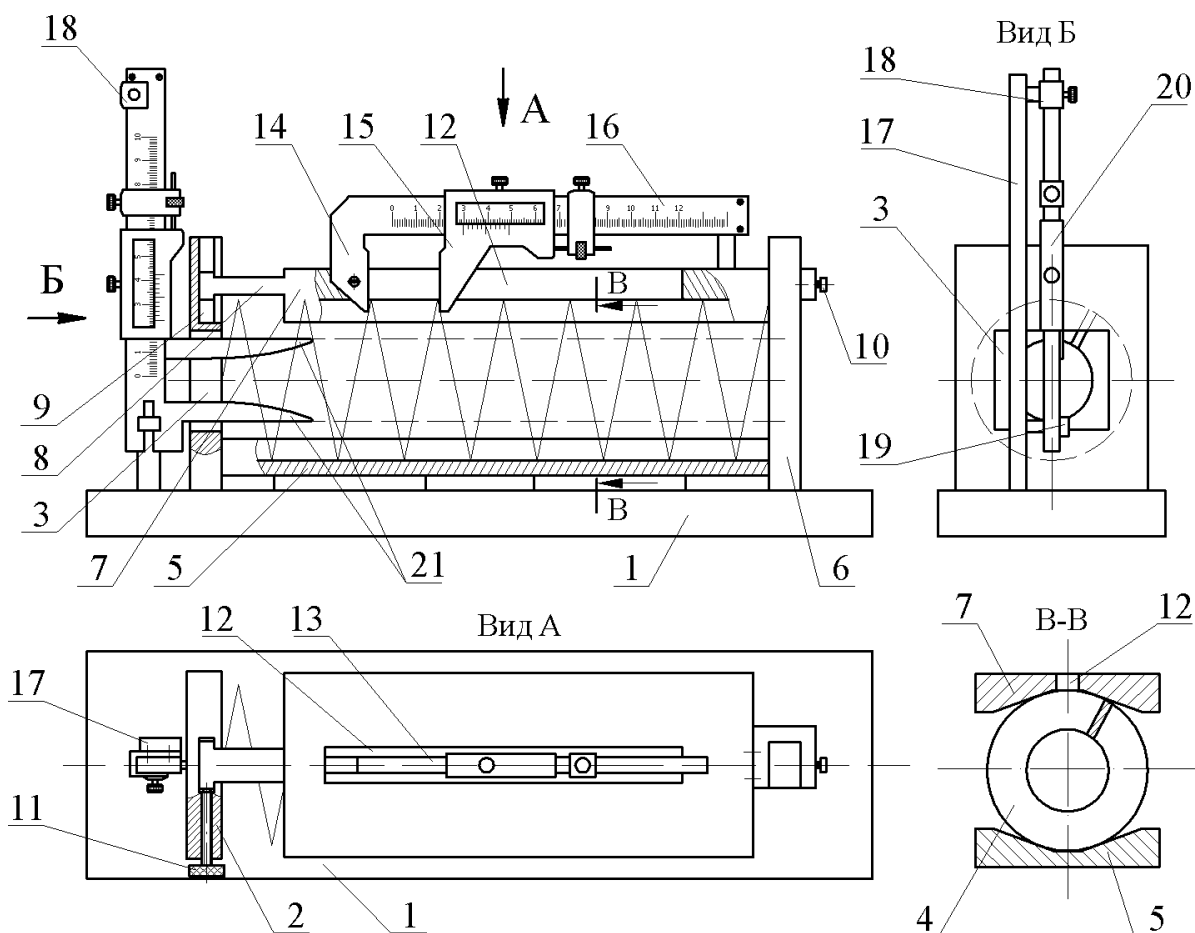


Рис. 5.17. Контрольний пристрій для заміру параметрів шнеків

У верхній шнековій опорі 7 посередині її довжини виконано наскрізний паз, 12 в який встановлено штангенциркуль 13, ліву губку 14 якого жорстко закріплено до лівого кінця наскрізного паза 12. Праву губку 15 встановлено на штанзі 16 з можливістю осевого переміщення. На штанзі 16 нанесено ноніусну шкалу, а на правому її кінці встановлено фіксуючу рамку 17 з гвинтом 18.

До Г-подібного кронштейна 8 жорстко закріплено стрілку 19 поряд з Т-подібним пазом (на кресленні не показано).

З лівої сторони вертикальної стійки 2 з двох сторін від квадратного наскрізного отвору 3 встановлено дві вертикальні направляючі 21, на які

встановлено кронштейни 22 для жорсткої фіксації штангенциркуля 23 з губками 24 для заміру внутрішнього діаметра шнека 4. Штангенциркуль 23 встановлено горизонтально, а довжина губок 24 є більшою двох кроків шнека 4.

5.7. Техніко-економічне обґрунтування гнучких гвинтових конвеєрів з секційними профільованими робочими органами

5.7.1. Вихідні дані для визначення економічної ефективності розроблень

Економічну ефективність нових машин визначають, як правило, порівняно з машинами аналогами, що мають подібне призначення. Вона залежить від цілого ряду факторів: продуктивності машини, річного обсягу робіт, затрат коштів та праці працездатності технологічного процесу, вартості машини, нормативних відрахувань тощо.

Гнучкий гвинтовий конвеєр (ГГК) призначений для транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах. Його функціональне призначення повністю відповідає аналогу. Оцінку економічної ефективності застосування ГГК, обладнаного розробленими профільованими секціями робочих органів, проведено порівняно з ГГК, виготовленого згідно АС СРСР №1738737.

Для базової машини прийнято масу та балансову вартість вузлів, що в ній застосовуються, для нового конвеєра балансову вартість визначено емпірично.

Вихідні дані для визначення економічної ефективності застосування нового ГГК наведено в таблиці 5.1.

Продуктивність машини за годину часу зміни визначено за формулою:

$$W_2 = W_o \cdot \tau \cdot K_{mv} , \quad (5.41)$$

де W_o – годинна продуктивність за основним часом, м³/год;

τ – коефіцієнт використання робочого часу;

K_{me} – коефіцієнт технічного використання.

Таблиця 6.1

Вихідні дані для визначення економічної ефективності розроблень

Показники	Одиниці виміру	Позначення	Розроблення	
			базове	нове
балансова вартість машини	грн	C_b	2200	2337
маса машини	кг	G	165	160
потужність електродвигуна	кВт	N	1,5	1,5
вартість електроенергії	грн/ кВт·год	C_e	0,3252	0,3252
продуктивність за годину основного часу	т/год	W_o	9,0	9,0
тривалість робочого дня	год	T	7	7
максимальна кількість днів використання	днів	D	60	60
кількість обслуговуючого персоналу	люди	L	1	1
тарифна годинна ставка оператора	грн/год	f_{zm}	5,61	5,61
норми відрахувань:				
- на амортизацію	%	a	14,2	14,2
- на поточний ремонт	%	r	6,5	6,5
нормативне річне завантаження	год	t_p	420	420
коефіцієнти:				
- використання робочого часу	-	τ	0,7	0,7
- технічного використання	-	K_{me}	0,92	0,95
- використання потужності двигуна	-	α_d	0,85	0,80
- ефективності капіталовкладень	-	E_n	0,15	0,15

Для нової машини

$$W_{zn} = 9 \cdot 0,7 \cdot 0,95 = 5,98 \text{ т/год};$$

для базової

$$W_{zб} = 9 \cdot 0,7 \cdot 0,92 = 5,80 \text{ т/год}.$$

Продуктивність машини за зміну визначено за формулою:

$$W_{зм} = W_z \cdot T, \quad (5.42)$$

де T – тривалість робочого дня, год.

Для нової машини продуктивність визначено за залежністю:

$$W_{змн} = 5,98 \cdot 7 = 41,9 \text{ т/зм};$$

для базової

$$W_{зmb} = 5,80 \cdot 7 = 40,6 \text{ т/зм}.$$

Річний обсяг робіт дорівнює:

$$Q = W_z \cdot t_p, \quad (5.43)$$

де t_p – річне завантаження машини.

$$t_p = T \cdot D, \quad (5.44)$$

де T – тривалість робочого дня, год;

D – максимальна кількість днів використання;

$$t_p = 7 \cdot 60 = 420 \text{ год}.$$

Отже, для нової машини

$$Q_n = 5,98 \cdot 420 = 2512 \text{ т}.$$

Для базової

$$Q_b = 5,80 \cdot 420 = 2436 \text{ т.}$$

Затрати праці на транспортування визначено за залежністю:

$$V_z = \frac{L}{W_z}, \quad (5.45)$$

де L – кількість людей, що обслуговують агрегат.

Отже, для нової машини затрати праці

$$V_{zn} = \frac{1}{5,98} = 0,167 \text{ люд.год/т;}$$

для базової машини

$$V_{zb} = \frac{1}{5,80} = 0,172 \text{ люд.год/т.}$$

Річна економія затрат праці із застосуванням нової машини визначено за формулою:

$$V_{зep} = (V_{zb} - V_{zn}) \cdot Q_b, \quad (5.46)$$

$$V_{зep} = (0,172 - 0,167) \cdot 2436 = 9,74 \text{ люд.год.}$$

5.7.2. Визначення вартості розробленої машини

Вдосконалений ГГК відрізняється від відомого тим, що в його конструкції застосовано профільовані секції. Галузева собівартість нового ГГК на стадії технічного завдання визначено за залежністю:

$$C_z = nG_c \cdot (\lambda \cdot H \cdot K_n + M) + C_{нв}, \quad (5.47)$$

де n – кількість секцій в конвеєрі;

G_c – чиста маса однієї секції $G_c = 36,4$ кг;

$\lambda = 1,1$ – коефіцієнт конструктивної складності ГГК порівняно з базовою конструкцією;

H – затрати на виготовлення секції, що припадають на 1 кг чистої маси, без урахування покупних виробів, $H = 5,5$ грн/кг;

$K_n = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує програму випуску;

M – вартість 1 кг чистої маси матеріалів для секції, $M = 6,5$ грн/кг;

C_{nv} – вартість покупних виробів для виготовлення конвеєра, $C_{nv} = 1200$ грн.

Отже, галузева собівартість запропонованої конструкції ГГК дорівнює:

$$C_2 = 50 \cdot 0,75 \cdot (1,1 \cdot 5,5 \cdot 1,1 + 6,5) + 1200 = 1693,31 \text{ грн.}$$

Нормативний прибуток визначено з виразу:

$$П = \frac{C_2 \cdot P_o}{100}, \quad (5.48)$$

де $P_o = 14-16\%$ - норматив галузевої рентабельності, приймаємо $P_o = 15\%$.

Отже,

$$П = \frac{1693,31 \cdot 15}{100} = 253,99 \text{ грн.}$$

Оптова ціна ГГК

$$Ц_o = C_2 + П, \quad (5.49)$$

$$Ц_o = 1693,31 + 253,99 = 1947,30 \text{ грн.}$$

Балансова вартість нового ГГК визначається з виразу

$$Ц_{\delta} = 1,2 \cdot Ц_o, \quad (5.50)$$

$$Ц_{\delta n} = 1,2 \cdot 1947,30 = 2336,76 \text{ грн.}$$

Приймаємо $Ц_{\delta n} = 2337$ грн. Отже, ціна вдосконаленого ГГК зросте на 137 грн порівняно із базовим.

5.7.3. Визначення показників економічної ефективності розроблень

До основних показників економічної ефективності машин відносяться: питомі капіталовкладення в сфері експлуатації; питома металомісткість; повна собівартість робіт, що виконуються машиною; прямі видатки на експлуатацію машини; річна економія грошових засобів на експлуатацію машини; економічний ефект від зменшення втрат і пошкоджень продукції; термін окупності виробу.

Питомі капіталовкладення в сфері експлуатації ГГК залежать від балансової вартості, продуктивності, річного завантаження, які визначено за залежністю:

$$K_{num} = \frac{Ц_{\delta}}{W_{\epsilon} \cdot t_p}, \quad (5.51)$$

де $Ц_{\delta}$ – балансова вартість ГГК.

Отже, для нового

$$K_{num.n} = \frac{2337}{5,98 \cdot 420} = 0,93 \text{ грн/т.}$$

Для базового

$$K_{num.\delta} = \frac{2200}{5,80 \cdot 420} = 0,90 \text{ грн/т.}$$

Питому металомісткість ГГК визначено з виразу:

$$M_{num} = \frac{G}{Q}, \quad (5.52)$$

де G – маса ГГК, гк;

Отже, для нового ГГК питома металомісткість становить:

$$M_{нит.н} = \frac{160}{2512} = 0,064 \text{ кг/т.}$$

Для базового

$$M_{нит.б} = \frac{165}{2436} = 0,067 \text{ кг/т.}$$

Повна собівартість транспортувальних робіт на одиницю продуктивності визначено за залежністю:

$$C_3 = 3П + A + R + P + Z + U_{ем}, \quad (5.53)$$

де $3П$ – питома заробітна плата оператора, грн/т;

A – питомі амортизаційні відрахування на реновацію;

R – питомі видатки на ремонт та техогляд;

P – питомі затрати на електроенергію;

Z – питомі затрати на зберігання ГГК;

$U_{ем}$ – питомі затрати на експлуатаційні матеріали.

Питома заробітна плата оператора дорівнює:

$$3П = \frac{Л \cdot f_{эм}}{W_2}, \quad (5.54)$$

де $f_{эм}$ – тарифна годинна ставка оператора.

Для нового ГГК питома заробітна плата

$$3П_н = \frac{1 \cdot 5,61}{5,98} = 0,938 \text{ грн/т.}$$

Для базового ГГК

$$3П_б = \frac{1 \cdot 5,61}{5,80} = 0,967 \text{ грн/т.}$$

Питомі амортизаційні відрахування на реновацію машини визначено з виразу:

$$A = \frac{C_{\sigma} \cdot a}{100 \cdot W_{\varepsilon} \cdot t_p}, \quad (5.55)$$

де a – нормативний коефіцієнт відрахувань на реновацію машини.

Отже, для нового

$$A_n = \frac{2337 \cdot 14,2}{100 \cdot 5,98 \cdot 420} = 0,132 \text{ грн/т.}$$

Для базового

$$A_{\sigma} = \frac{2200 \cdot 14,2}{100 \cdot 5,80 \cdot 420} = 0,128 \text{ грн/т.}$$

Питомі видатки на ремонт та техогляд ГГК визначено за залежністю:

$$R = \frac{C_{\sigma} \cdot r}{100 \cdot W_{\varepsilon} \cdot t_p}, \quad (5.56)$$

де r – норма щорічних відрахувань на ремонт та техогляд.

Для нового ГГК питомі видатки на ремонт та техогляд складають:

$$R_n = \frac{2337 \cdot 6,5}{100 \cdot 5,98 \cdot 420} = 0,060 \text{ грн/т.}$$

Для базового

$$R_{\sigma} = \frac{2200 \cdot 6,5}{100 \cdot 5,80 \cdot 420} = 0,059 \text{ грн/т.}$$

Питомі затрати на електроенергію, необхідну для виконання конвеєром технологічного процесу, дорівнюють:

$$P = \frac{N \cdot \alpha_{\sigma} \cdot C_e}{W_{\varepsilon}}, \quad (5.57)$$

де N – ефективна потужність електродвигуна, кВт;

α_0 – коефіцієнт використання потужності двигуна;

C_e – вартість електроенергії, грн.

Для нового ГГК питомі затрати на електроенергію

$$P_n = \frac{1,5 \cdot 0,80 \cdot 0,3252}{5,98} = 0,065 \text{ грн/т.}$$

Отже, для базового ГГК питомі затрати на електроенергію

$$P_o = \frac{1,5 \cdot 0,85 \cdot 0,3252}{5,80} = 0,071 \text{ грн/т.}$$

Питомі затрати на зберігання ГГК пов'язані, в основному, з підготовкою його до зберігання, оскільки, саме зберігання додаткових затрат не вимагає. Затрати визначено з виразу:

$$Z = \frac{T_n \cdot f_{mc}}{Q}, \quad (5.58)$$

де T_n – норматив витрат праці на підготовку ГГК для зберігання, приймаємо

$T_n = 5$ люд·год;

f_{mc} – годинна тарифна ставка слюсаря за виконання робіт, пов'язаних із підготовкою ГГК до зберігання.

Отже, для нового ГГК

$$Z_n = \frac{5 \cdot 5,61}{2512} = 0,011 \text{ грн/т.}$$

Для базового гнучкого гвинтового конвенера

$$Z_o = \frac{5 \cdot 5,61}{2436} = 0,012 \text{ грн/т.}$$

Питомі затрати на матеріали, що використовуються для підготовки до зберігання ГГК визначено з виразу:

$$U_n = q_n \cdot C_m \quad (5.59)$$

де q_n – питома витрата матеріалів на підготовку до зберігання ГГК;

C_m – преїскурантна ціна матеріалів.

Приймаємо, що для підготовки до зберігання обох машин після сезону необхідні матеріали, зведені в таблиці 6.2.

Відрахування на матеріали в розрахунку на 1 га можна визначено за формулою:

$$U_{em} = \frac{U_m}{Q}, \quad (5.60)$$

де U_m – витрати на матеріали, що використовуються для зберігання машини.

Таблиця 5.2

Дані про витратні матеріали

Назва матеріалу	Кількість q , кг	Ціна C_m , грн/кг	Вартість U_n , грн
масло консерваційне СХК, ГОСТ 11059-64	0,4	12,0	3,84
масло захисне НГ-204 МРТУ 12Н№69-63	0,2	36,0	7,2
фарба	0,4	24,5	9,8
уайт-спирт ГОСТ 3134-52	0,4	17,5	7,0
обтиральний матеріал	0,3	0,8	0,24
шліфувальна шкірка (м ²)	0,2	135,0	27,0
разом U_n :			55,08

Отже, для нового ГГК ці відрахування становлять:

$$U_{емн} = \frac{55,08}{2512} = 0,022 \text{ грн/т.}$$

Для базового

$$U_{емб} = \frac{55,08}{2436} = 0,023 \text{ грн/т.}$$

Повна собівартість транспортувальних робіт для нового ГГК складає:

$$C_{зн} = 0,938+0,132+0,060+0,065+0,011+0,022 = 1,228 \text{ грн/т,}$$

а для базового

$$C_{зб} = 0,967+0,128+0,059+0,071+0,012+0,023 = 1,269 \text{ грн/т.}$$

Прямі експлуатаційні видатки на одиницю продуктивності ГГК не включають відрахування на реновацію і визначаються з виразу:

$$U = 3П+R+P+Z+U_{ем}. \quad (5.61)$$

Для нового ГГК прямі експлуатаційні витрати на одиницю продуктивності становлять:

$$U_n = 0,938+0,060+0,065+0,011+0,022 = 1,096 \text{ грн/т,}$$

а для базового

$$U_b = 0,967+0,059+0,071+0,012+0,023 = 1,141 \text{ грн/т.}$$

Річна економія грошових засобів на прямих експлуатаційних витратах з використанням одного ГГК визначено з виразу:

$$E_p = Q \cdot (U_b - U_n), \quad (5.62)$$
$$E_p = 2436 \cdot (1,141 - 1,096) = 109,62 \text{ грн.}$$

На одну тону переміщеного матеріалу

$$E_p' = \frac{E_p}{W_z \cdot t_h}; \quad (5.63)$$

$$E_p' = \frac{109,62}{5,98 \cdot 420} = 0,04 \text{ грн./т.}$$

Термін окупності гнучкого гвинтового конвеєра визначено з виразу:

$$T_{ок} = \frac{K_\delta}{E_p}, \quad (5.64)$$

де K_δ – додаткові капіталовкладення на профілювання секцій.

Для профілювання секцій необхідні капіталовкладення, що визначені з виразу:

$$K_\delta = nG_c \lambda H K_n, \quad (5.65)$$

$$K_\delta = 50 \cdot 0,75 \cdot 1,1 \cdot 5,5 \cdot 1,1 = 249,56 \text{ грн.}$$

Тоді термін окупності нового ГГК становить:

$$T_{ок} = \frac{249,56}{109,62} = 2,3 \text{ роки.}$$

Зведені дані розрахунків економічної ефективності застосування ГГК подано в таблиці 6.3.

Результати розрахунків економічної ефективності розроблення

Показники	Одиниці виміру	Розроблення		Різниця
		базове	нове	
продуктивність ГГК:				
- за годинну змінного часу	т/год	5,80	5,98	0,18
- за зміну	т/зміну	40,6	41,9	1,3
річний обсяг транспортувальних робіт	т/рік	2436	2512	76
кількість обслуговуючого персоналу	чол.	1	1	-
затрати праці на транспортування	люд·год/т	0,172	0,167	0,005
питома металомісткість технологічного процесу ГГК	кг/т	0,067	0,064	0,003
собівартість транспортувальних робіт	грн/т	1,27	1,23	0,04
експлуатаційні видатки на транспортувальних роботи	грн/т	1,14	1,10	0,04
річна економія грошових засобів на експлуатаційних витратах	грн	-	-	109,62
річна економія затрат праці	люд·год	-	-	9,74
загальний економічний ефект на одну машину	грн/рік	-	-	109,62
	грн/т	-	-	0,04
термін окупності капіталовкладень на модернізацію ГГК	років	-	2,3	-

З таблиці видно, що річний економічний ефект на один гнучкий гвинтовий конвеєр складає 109,62 грн, а термін окупності капіталовкладень - 2,3 роки.

5.8. ВИСНОВКИ

1. Наведена методика відпрацювання робочих органів гнучких гвинтових секцій конвеєрів на технологічність конструкції, яка забезпечує мінімальний радіус згину траси транспортування довжиною 1м.
2. Запропоновано методику проектування пристрою для складання секції РО ГГК з розрахунком розмірного ланцюга та визначення величин проміжних і замикальної ланки та величини їх допусків.
3. Розроблено методику профілювання секцій РО ГГК з виведенням аналітичних залежностей для визначення витрат продуктивності ГГК, які складають 2 - 5%, але при цьому підвищується довговічність гумового рукава, зменшується енерговитрати та забруднення матеріалів транспортування гумовими залишками від гнучких рукавів.
4. Наведено конструкції вимірювальних інструментів, які забезпечують одночасно замір конструктивних параметрів: зовнішнього та внутрішнього діаметра, кроку й величини піднімання гвинтової лінії.
5. Спроектовано та виготовлено стенд для дослідження характеристик ГГК, який забезпечує продуктивність до 25 т/год з довжиною траси транспортування 12 м, внутрішнім діаметром робочого органу 0,1м і швидкістю оброблення робочого органу 500 об/хв.
6. Здійснено техніко – економічне обґрунтування нового технологічного процесу і РО ГГК. При цьому встановлено річний загальний економічний ефект від впровадження одного конвеєра – 109,62 грн з терміном окупності 2,3 роки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової задачі, що полягає в розробленні високопродуктивних ТП виготовлення секційних РО ГГК, які працюють на криволінійних трасах і характеризуються покращеними експлуатаційними характеристиками. Задача вирішена за рахунок виведення аналітичних залежностей, які дозволяють визначити конструктивні, силові та технологічні параметри секційних РО ГГК, досліджено запропоновану динамічну модель проточування й профілювання секцій РО ГГК, що дало можливість визначити конструктивні, силові та технологічні параметри, режими різання і допустимі напруження, які забезпечують оптимальну технологічність конструкції, раціональність процесів виготовлення секцій РО ГГК. Вирішення цієї задачі дозволить підвищити продуктивність праці досліджуваних технологічних операцій, покращити техніко-експлуатаційні показники ГГК, зокрема, підвищити надійність, як самих робочих органів, так і гнучких рукавів, які мають обмежений ресурс експлуатації, низьку якість і точність виготовлення, а також покращити ремонтпридатність вузлів ГГК.

1. Вперше в результаті теоретичних досліджень встановлено величину деформації та зусилля, які виникають у кожній із виділених частин ланки секцій РО ГГК для точіння й профілювання, визначено величину загального крутного моменту, що діє на секцію із врахуванням наявної кількості стержнів і значень їх параметрів. Встановлено, що зміна кута піднімання середньої лінії витка шнека суттєво впливає на зміну величини напружень у ньому, причому максимальне його значення спостерігається для кута повороту близько 25 град, а із збільшенням діаметрів стержнів суттєво зменшується напруження у всіх елементах ланок; в результаті чого визначено конструктивні параметри секції РО ГГК.

2. Для визначення жорсткості секцій РО ГГК при проточуванні вперше виведено систему рівнянь для встановлення величини прогину стержнів секції від дії сили різання, кута нахилу поперечного перерізу стержнів в точці

дії навантаження і кута закручування секції. Встановлено, що із збільшенням кількості стержнів від 2 до 6 і постійній довжині секцій $l = 0,12$ м кут закручування зменшується від 21° до $6,9^\circ$, а крутильна жорсткість при цьому збільшується у 3 рази.

3. На основі теорії розмірних ланцюгів проведено розмірний аналіз секцій робочих органів ГГК, записано рівняння номінальних розмірів з визначенням параметрів проміжних і замикальної ланок розмірного ланцюга та величини їх допусків, що є визначальним для забезпечення необхідної точності секцій і розроблення технологічного спорядження для їх виготовлення. Проведено розмірний аналіз кулькового шарнірного з'єднання секцій РО ГГК з метою дослідження точності фінішних операцій механічного оброблення й складання. На основі розрахунку розмірного ланцюга складено рівняння номінальних розмірів із двома взаємно перпендикулярними фіксуючими елементами, визначено параметри проміжних і замикальної ланок і величини їх допусків. Залежно від цих параметрів рекомендовано режими фінішних операцій механічного оброблення для виготовлення з'єднувальних елементів секцій гнучкого шнека.

4. Розроблено динамічну модель технологічного процесу проточування та профілювання секцій РО ГГК і встановлено, що основними технологічними чинниками забезпечення точності оброблення є режими різання – глибина і подача, які доцільно вибирати мінімально можливими ($t=0,8-1,5$ мм; $S=0,15-0,25$ мм/об), що зменшує ударні навантаження на різець і підвищує стійкість інструмента в часі. Товщина смуги шнека ($H_0=2-5$ мм) суттєво впливає на збільшення швидкості до $V=80-100$ м/хв.

5. Спроектовано та виготовлено секції гнучких гвинтових робочих органів зовнішнім діаметром 100 мм з довжиною секцій $l=0,12$ м і технологічне спорядження для складання й зварювання секцій, стенд для досліджень їх конструктивних параметрів в процесі профілювання. Дослідження проводилися на спеціально виготовленому гнучкому гвинтовому конвеєрі. Характеристика стенда для дослідження:

продуктивність до 25 т/год, довжина транспортування -12 м, внутрішній діаметр гнучкого кожуха – 100 мм, потужність електродвигуна приводу - 1,5 кВт, швидкість робочого органу - 500 об/хв. Для проведення експериментальних досліджень профілювання секцій ГГК використано токарний верстат 16К20Ф3 і експериментальна установка для визначення зусилля проточування і впливу режимів різання на шорсткість поверхні для сталі 08кп і Ст3.

6. Досліджено вплив процесу профілювання секцій РО ГГК на його продуктивність і енерговитрати, виведено аналітичні залежності для визначення продуктивності секційного ГГК залежно від профілю секцій для забезпечення стабільного виконання технологічного процесу транспортування без інтенсивного зношування гнучких рукавів. Розроблено програми для верстатів з ЧПК для оброблення секцій робочих органів ГГК заданого профілю. Виведено регресійні залежності для визначення сил різання для проточування секцій РО ГГК двох серій повнофакторного експерименту ПФЕ 2³ для сталі 08кп і Ст3 залежно від режимів різання.

7. Розроблено методику та комплекс експериментальних досліджень надійності інструментів, які працюють на ударні навантаження в процесі обточування та профілювання гвинтових секцій робочих поверхонь залежно від різних факторів на основі теорії Брокса (властивостей скалярного добутку осьових векторів) із використанням методу найменших квадратів. Виведено аналітичні залежності для визначення стійкості інструменту залежно від швидкості, глибини і подачі різання, експериментально уточнено значення показників степенів швидкості $K_v=1,46$; подачі $K_s=0,47$, глибини різання $K_t=0,16$. За критерій затуплення різця прийнято розмір фаски зношення задньої поверхні для вершини $N_{h3}=0,5$. Розходження теоретичних і експериментальних досліджень становить 5-12%.

8. В результаті теоретичних і експериментальних досліджень встановлено раціональну довжину секції РО ГГК, яка дорівнює 1,5-2 витка гвинтової спіралі (100-150 мм) товщиною 2-4 мм і шириною 20-50 мм з

матеріалів сталь 08кп і Ст3. В результаті аналізу експериментальних досліджень встановлено, що профілювання секцій РО ГГК на зовнішньому діаметрі доцільно здійснювати на спеціальних оправах у два етапи: перший – чорнове оброблення самих ГГЗ із заданим кроком і навитих в щільний пакет на токарному верстаті 16К20Ф3 із наступними режимами різання: $V=60-70$ м/хв; $t=2,5-3$ мм; $S=0,25-0,4$ мм/об. Другий етап – чистове профілювання секцій РО ГГК на спеціальній оправі з режимами різання: $V=80-100$ м/хв.; $t=0,8-1,5$ мм; $S=0,15-0,25$ мм/об та шорсткістю $Ra=1,25-6,3$.

9 На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень створено конкурентноспроможні РО ГГК, раціональні технології їх виготовлення з розробленням технологічного спорядження для їх складання та оброблення, конструкції різальних та вимірювальних інструментів, що забезпечило підвищення продуктивності праці процесів транспортування на 19–28% і якість продукції, а також значно підвищити надійність та довговічність як самих РО, так і гумових гнучких рукавів і вузлів тертя конвеєрів. Технічна новизна розроблень захищена 10 деклараційними патентами України на винаходи. Результати досліджень впроваджено на ВАТ “Ковельсьільмаш” з річним економічним ефектом 5068 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аверкиев Ю.А. Характер формоизменения и силовые условия при гибке полосы на ребро // Машиностроения.- 1981.- № 1.- С.64-66.
2. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий // М.: Наука. – 1976. – С.279.
3. Американская техника и промышленность. Сборник рекламных материалов//–Фирма «Чилтон Ко.» (США), В/О «Внешторггреклама» (СССР), 1978. -Вып. VI. –С.152.
4. Анилович В.Я., Гринченко А.С., Литвиненко В.Л. Надежность машин. // Харьков: ОККО,2001. – С.318.
5. Барташев Л.В. //Технико-экономические расчеты при проектировании и производстве машин. –М.: Машиностроение , 1973. – С.354.
6. Бобров В.Ф. //Основы теории резания металлов. –М.: Машиностроение, 1975. – С.244.
7. Бойко И.В., Бублик Б.Н., Зинько П.Н.// Методы и алгоритмы решения задач оптимизации.- К.: Вища школа, 1983. – С.420.
8. Болотин В.В. //Прогнозирование ресурса машин и конструкций.–М.: Машиностроение, 1984. – С.312.
9. Вульф А.М. //Резание металлов.–Л.: Машиностроение, 1973. – С.496.
10. Гавриш А. П. Приближенные расчеты при технологической разработке цифровой программы управления станков // М.: Машиностроение. – 1963. - № 3. – С.3 – 6.
11. Гевко Б.М, Пилипец М.И. Исследование процесса проточки шнеков // Технология и организация производства, 1985. - № 3. - С. 18 – 19.
12. Гевко Б.М., Лещук Р.Я. До питання профілювання секційних робочих органів гвинтових подаючих механізмів //Наукові нотатки.

Міжвузівський збірник (за напрямком інженерна механіка), Луцький ДТУ. – Луцьк, 2003. –№ 12. – С 32-39.

13. Гевко І.Б., Новосад І.Я.,Дзюра В.О. Обґрунтування параметрів нових типів гвинтових конвеєрів// Зб. наук. пр.-, “Сільськогосподарські машини”, -Луцьк, 2005. –Вип.13. – С.60-64.

14. Гевко І.Б., Новосад І.Я. Обґрунтування параметрів гвинтового секційного соковитискача// Збірн. наукових статей, Вип. 13. “Сільськогосподарські машини”.- Луцьк, 2005. – С. 60-65.

15. Гевко І.Б., Новосад І.Я. Розмірний аналіз кулькового шарнірного з’єднання секцій гіперболічного шнека// Збірн. наукових пр.- Вип. 3. “Процеси механічної обробки в машинобудуванні”, Житомирський державний технологічний університет, 2006. – С.181–198.

16. Гевко І.Б., Новосад І.Я. Особливості технології виготовлення секцій гнучких гвинтових конвеєрів// Міжвузівський збірник за напрямком “Інженерна механіка”.- Луцьк, 2006.- Вип. 18. – С. 11-16.

17. Гевко Б.М. Технологические основы выбора конструктивных параметров шнеков // Изв. вузов. Машиностроение, 1982. - № 5. - С. 148 – 151.

18. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. -Львов.: Вища школа. Изд-во при Львов. Ун-те, 1986. - 128 с.

19. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. – Л.: Машиностроение, 1975.- 148 с.

20. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Гибкие шнеки. – К.: Знание, 1967. – 245 с.

21. Гудь В.З. Технологічне забезпечення механічного оброблення гвинтових нежорстких заготовок //Вісник Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – Тернопіль, 2002.- С.26-31.

22. Гудь В.З. Технологічні особливості навивання гвинтових елементів шнекових механізмів //Наукові нотатки. – Луцьк, 2002. -№ 11.- С.107-113.

23. Гудь В.З. Технологічні особливості обробки гвинтових нежорстких заготовок //Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2003.- С.421-424.

24. Гудь В.З., Гевко І.Б., Лещук Р.Я. Технологічні особливості профілювання гвинтових заготовок //Наукові нотатки. – Луцьк, 2001.- С.72-77.

25. Гун Г.Я., Полухин П.И., Полухин В.П., Прудковский Б.Л. //Пластическое формоизменение металлов. – М.: Металлургия, 1968. – 416 с.

26. Дальський В.В. Технология машиностроения// М.:Машиностроение. – 1984.- 386с.

27. Данильченко Л.М., Гевко Р.Б., Технологічне обладнання для виготовлення спіралей шнеків очисних пристроїв коренезбиральних машин // Машинознавство, 1998. - № 9/10. - С.39-41.

28. Патент № 18401 Україна МПК В65G33/26. Гвинтовий секційний карданний робочий орган/ Гевко І.Б., Новосад І.Я, Колесник О.А. - №200603924; Заявл. 10.04.2006; Опубл. 15.11.2006; Бюл. № 11. – 4с.

29. Патент № 22577 Україна МПК В65G33/26. Пристрій для зварювання секцій гіперболічного шнека/ Гевко Б.М., Новосад І.Я, Дзюра В.О. - №200603924; Заявл. 30.11.2006; Опубл. 25.04.2007; Бюл. № 5. – 6с.

30. Патент № 22781 Україна МПК G01B3/20. Контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків/ Гевко Б.М., Драган А.П., Новосад І.Я, Колесник О.А. - №200611197; Заявл. 25.12.2006; Опубл. 25.04.2007; Бюл. № 5. – 6с.

31. Патент “№ 10254 Україна МПК В65G33/16. Стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів/ Гевко І.Б., Рогатинська О.Р., Новосад І.Я., Дзюра В.О. - №200502962; Заявл. 31.03.2005; Опубл. 15.11.2005; Бюл. № 11. – 4с.

32. Патент № 7812 Україна МПК В65G33/26. Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача/ Гевко І.Б., Комар Р.В., Лещук Р.Я., Новосад

І.Я., Гевко І.Б. - №20041109453; Заявл. 18.11.2004; Опубл. 15.07.2005; Бюл. № 7. – 6с.

33. Патент № 10169 Україна МПК G01B3/20. Шнекомір/ Гевко І.Б., Рогатинська О.О., Новосад І.Я. - №200501474; Заявл. 17.02.2005; Опубл. 15.11.2005; Бюл. № 11. – 4с.

34. Патент № 15699 Україна МПК B23B5/00.Оправка для профілювання секцій гнучкого гвинтового робочого органу/ Новосад І.Я. - №200600105; Заявл. 03.01.2006; Опубл. 17.07.2006; Бюл. № 7. – 4с.

35. Патент №23331 Україна МПК B21H3/00. Спосіб виготовлення гвинтових гофрованих заготовок/ Гевко І.Б., Гевко Б.М., Дячун А.Є., Драган А.П., Новосад І.Я. - №200611180; Заявл. 23.10.2006; Опубл. 25.05.2007; Бюл. №7. – 4с.

36. Детали машин. Справочник; под ред. Н.С.Ачеркана – М.: Машиностроение, 1968. –Т.2. – 408 с.

37. Дичковський М.Г. Технологічна оснастка. Проектно-конструкторські розрахунки пристосувань// Тернопіль. - 2001. – С.277.

38. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров// М.: Машиностроение, 1981. – 300с.

39. Душинський В.В. Основи наукових досліджень// К.: - 2000. – 405с.

40. Закс Г. Пластическое металловедение. – М.: ОНТИ, 1938. – 244 с.

41. Зенков Р.Л., Иванков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. - М.: Машиностроение, 1987. - 320 с.

42. Иванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини. – К.: Вища школа, 1993.- 414 с.

43. Иванов А.Г. и др. Измерительные приборы в машино строении// М.: «Машиностроение», 1965.- 160с.

44. Каплунов Р.С. Контроль качества деталей типовых групп // М.: изд. Стандарт. – 1977. – 199с.

45. Картавов С.А. Технология машиностроения//К.: Вища школа. – 1974. –270с.

46. Комаров М.С. Динамика машин. - М.: Машиностроение, 1969. – С. 325 - 356.
47. Компоненко В.Г. Оценка технологичности унификации машин// М.: Машиностроение . – 1986. – 285с.
48. Косилова Г.А., Мещеряков Р.К. Справ очник технолога машиностроителя в двух томах. - М.: Машиностроение, 1985. -Т. 1. – 655с.- Т.2.
49. Корсаков В. С. Точность механической обработки// М.: Машгиз. – 1961. – С. 379.
50. Косилова А.Г., Сухов М.Ф. Технология производства подъемно-транспортних машин. –М.: Машиностроение, 1982. – 301с.
51. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів: Автореф. дис...канд.тех.наук: - Львів, 2004. - 12с.
52. Лещук Р.Я. Дослідження профілювання гвинтових робочих органів транспортно-технологічних машин//Сільськогосподарські машини збірник наукових статей ЛДТУ, Вип. 10. – Луцьк, 2002. - С. 146-153.
53. Лауш П.В., Власенко М.В., Столяров И.П. и др. Технологическое обслуживание и ремонт машин// К.: Вища школа. - 1989.
54. Левитский И.С. и др. Технология ремонта машин и оборудования // М.: Машиностроение. - 1975.
55. Ляпин В.А., Людмирский И.М., Расчет технологических размеров// Справочник К.: Техника. – 1980. – 124с.
56. Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания//М.: Машиностроение. – 1976. – 278с.
57. Маталин А.А. Технология механической обработки//Л.: Машиностроение. – 1977. – 462с.
58. Матвеев В.В., Тверской М.М., Байков Ф.И. и др. Размерный анализ технологических процессов// М.: Машиностроение. - 1982. – 265с.

59. Медвідь М.М., Шабайкович В.А. Теоретичні основи технології машинобудування// Л.: Вища школа. - 1976. – 300с.
60. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозйственной техники// М.: Колос. – 1984. –335с.
61. Мошнин Е.М. Гибка и правка на ротационных машинах. – М.: Машиностроение, 1977. – 269с.
62. Надежность и проектирование систем// под. ред. Конур К, Ламберсан Л. - М.: Мир. – 1980. – 604с.
63. Надійність сільськогосподарської техніки// за редакц. Черкуна В.Ю - К.: Урожай. – 1998. – 208с.
64. Новосад І.Я. До питання розрахунку гвинтового секційного конвеєра// Науковий вісник Національного аграрного університетк, Вип. 92/2. Частина 2. К.; – 2005. – С. 140-143.
65. Патент №23332 Україна МПК G01B3/20. Пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків/ Гевко Р.Б., Гевко І.Б., Драган А.П., Новосад І.Я. - №200611197; Заявл. 23.10.2006; Опубл. 25.05.2007; Бюл. №7. – 4с.
66. Новосад І.Я. Особливості технології виготовлення секцій гнучкого гвинтового конвеєра // Природничі та гуманітарні науки, Матеріали десятої студентської науково-технічної конференції ТДТУ ім. І.Пулюя: – Тернопіль, 2006.
67. Новосад І.Я. Вибір режимів різання при обточуванні секцій гнучкого гвинтового конвеєра// Вісник Тернопільського державного технічного університету. – № 3. – 2006. – С. 58 - 62.
68. Новосад І.Я. Особливості технології виготовлення секцій гнучких гвинтових конвеєрів// Наукові нотатки. – Луцьк, 2006. – С.249 -256.
69. Новосад І.Я., Свідовий А.Б. Розмірний аналіз технологічного процесу виготовлення секцій гнучкого гіперболічного шнека//Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 44. “Механізація сільськогосподарського виробництва”, Т. 1. – Харків, 2006. – С. 192 - 198.

70. Клендій М.І., Новосад І.Я. До питання профілювання секцій гнучкого гвинтового конвеєра. Житомирський державний технологічний університет “Процеси механічної обробки в машинобудуванні”// Збір. наукових праць, Вип. 4. – Житомер, 2006. –С.136 - 143.

71. Петраков Ю.В. Теорія автоматичного управління// К.: - 1999. - 212с.

72. Петраков Ю.В., Сімута Р.Р., Субін А.А. //Технологія автоматизованого управління. Інтерактивний підручник. – К.: НТУУ „КПІ”, 2004.

73. Пилипець М.І. Дослідження процесу навивання ребристих профілів. – Львів: Машинознавство, 1998. – №9-10. – С. 36-38.

74. Петрина Ю.Д., Жидаська О.Л. Технологічні шляхи забезпечення надійності та ефективності роботи захисної втулки електропривід від центрових насосів//Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль”, – Львів, 2002. – С.60-69.

75. Пилипець М.І., Гевко І.Б., Комар Р.В., Технологія виготовлення гвинтових деталей різних типорозмірів //Сільськогосподарські машини. Збір. наукових статей, ЛДТУ, Вип. 7. – Луцьк, 2000. - С.120-127.

76. Полухин И.П., Гун Г.Я., Галкин А.М. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов. - М.: Металлургия, 1976. – 488 с.

77. Павлова І.О.Обґрунтування паремтрів шарнірного РО ГГК: Автореф. канд.тех.наук, – Луцьк, 2006. – 12с.

78. Резание конструкционных материалов, режущие инструменты и станки под редакцией П.Г. Петруки // М.: Машиностроение. – 1974. - 489с.

79. Рене И.П. Изменение толщины листовой заготовки при чистом изгибе // Труды Тульского механического института, 1950. – Вып.4. - С. 163-176.

80. Рогатинський Р.М. Дослідження напружено-деформівного стану гвинтових робочих органів // Вісник національного аграрного університету. Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування, 1997. Т.1. - С. 34 – 39.
81. Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Данильченко Л.Н. Технологічні основи холодного навивання рифів гвинтових очисників // Тези доповідей Міжнар. практ. конф. “Проблемы и перспективы создания новой свеклоуборочной техники”. – Вінниця, 1996. - С. 97-99.
82. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке. – Л.: Машиностроение, 1979. – 520с.
83. Руденко П. О. Підвищення якості відновлення деталей машин // К.: Вища школа. – 1994.
84. Руденко П.О. Проектування технологічних процесів в машинобудуванні // К.: Вища школа. – 1993. - 413с.
85. Стойко І.І. Вібрування технологічної системи і її вплив на технологічний процес оброблення криволінійних осей // Вісник сільського господарства, ХНУСГ, –Харків, 2003. Вип.21.
86. Серый И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения// М.: Агропромиздат . – 1987. - 367с.
87. Сідашко О.І. та інші // Ремонт машин. – К.: Урожай. - 1994.
88. Смирнов В.С. Теория обработки металлов давлением// М.: Металлургия, 1973. – 496 с.
89. Солонин И. С., Солонин С. И. Расчет сборочных и технологических размерных цепей// М.: Машиностроение. - 1980. — 110 с.
90. Справочник контролера машиностроительного завода. Под ред. Якушева А.И. // М.: Машиностроение. – 1980. - 527с.
91. Справочник технолога машиностроителя. Под ред. Косиловой А.Г., Мещерякова Р.К // М.: Машиностроение. - Т.1. - 656с., Т.2.- 496с.
92. Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металов давлением. – М.: Машиностроение, 1977. – 427 с.

93. Тензометрирование в машиностроении. Справочное пособие. Под ред. Макарова Р.А. // М.: –1975. - 285с.
94. Технологичность конструкции изделия: Справ./ Под общ. ред. Ю. Д. Амирова. - М.: Машиностроение. - 1990.— 768 с.
95. Унксов Е.П. Инженерная теория пластичности. Методы расчета усилия деформирования. – М.: Машгиз, 1959. – 328 с.
96. Филоненко С.Н. Резание металлов. – К.: «Техніка». –Київ, 1975.- 232с.
97. Хартан К., Лецкий Э., Шефер В. и др Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов. Перевод с немецкого // М.: Мир. – 1977. - 552 с.
98. Хилл Р. Математическая теория пластичности. – М.: Гостехиздат, 1956. – 407 с.
99. Шатуновский Г.М. Технологичность конструкции и экономическая эффективность сельскохозяйственного машиностроения // Машгиз. – 1962. - 328с.
100. Шевченко К.Н. Основы математических методов в теории обработки металлов давлением. – М.: Высшая школа, 1970. – 351 с.
101. Шенкель Г. Шнековые прессы для пластмасс: Пер. с нем. Л.: Госхимиздат, 1962. - 468 с.
102. Шифрин Д.Я., Гурвич В.Е., Нудель С.Н Холодная вальцовка спиралей шнеков для самоходного кормоуборочного комбайна КСК-100 // Кузнечно-штамповочное производство, 1984. - № 3. - С. 4 – 6.
103. Якімов О.В., Марчук В.І., Лінчевський П.А., Якімов О.О., Лацин В.М. Технологія машино та приладобудування// Луцьк ,2005. –712 с.
104. Alrrlid B. Cutting Temperature Thermoelectrical measurments. Annals of the C. J. R. P. Vol. XVII. Paris, 1969.
105. Dinglinger I. Neue Erfahrungen mit Tieflochbohrwerkzeugen. — «Werk-stattstechnik und Maschinenbau», 1955, Н. 88. N VIII. № 4, 49—155.

106. Krdmengtr H., Ullrich M.: Untersuchungen fn oinem Schaeckenverbampfer. Chem. Ing.-Techn., 1970.- s. 1 - 9.
107. Ostafiev V. A., Kobayashi S. Stress, Strain and Strain Rate in Metal Cutting. Proceedings MTDR, London, 1966.
108. Pearson H. I. Deep-Hole-Boring, Part III. Continental Boring Equipment at the 3 id International Machine—Tool Exhibition in Brussels. — «Aircraft Production», 1953, N VIII, IX, X.
109. Sakuma K. On Cutting Mechanism of gun Drills. Faculty of Engineering Kyushu University. Vol XXIII, № 4, 1969.
110. Shaw M. C., Fend J. M., Gujral A. Cutting Fluid Performance. Lubrication Engineering. Vol. 17, № 7, 1961.
111. Sluhan C. A. Cutting Fluids. Paper of ASTME. № 339. – 1963.
112. Time Saving in the aircraft Industry. — «Machinery», L., 1956, v. 88, N 2253.

Додатки

Додаток А

```
unit Unit1;
```

```
interface
```

```
uses
```

```
Windows, Messages, SysUtils, Classes, Graphics, Controls,  
Forms,  
Dialogs, StdCtrls, Math, ComCtrls, ExtCtrls, TeEngine, Series,  
TeeProcs, Chart;
```

```
type
```

```
TForm1 = class (TForm)  
    PageControl1: TPageControl;  
    TabSheet1: TTabSheet;  
    TabSheet2: TTabSheet;  
    Label1: TLabel;  
    Label2: TLabel;  
    Label3: TLabel;  
    Label4: TLabel;  
    Label5: TLabel;  
    Label6: TLabel;  
    Label7: TLabel;  
    Edit1: TEdit;  
    Edit2: TEdit;  
    Edit3: TEdit;  
    Edit4: TEdit;  
    Edit5: TEdit;  
    Edit6: TEdit;  
    Edit7: TEdit;  
    Memo1: TMemo;  
    Button1: TButton;  
    Chart1: TChart;  
    Button2: TButton;  
    RadioGroup1: TRadioGroup;  
    Series2: TLineSeries;  
    TabSheet3: TTabSheet;  
    Chart2: TChart;  
    LineSeries1: TLineSeries;  
    procedure Button1Click(Sender: TObject);  
    Procedure Convert;  
    procedure FormCreate(Sender: TObject);  
    procedure Button2Click(Sender: TObject);  
    procedure Chart1DbClick(Sender: TObject);  
private  
    { Private declarations }  
public  
    { Public declarations }  
end;
```

```
var
```

```
Form1: TForm1;
```

implementation

```
{ $R *.DEM }
```

```
var
```

```
  M, C, V0, Pz, H, X, T, Al, W, Tk, Vk, Vmax, Kv,  
  a, b, aa, bb, cc, dd: real;
```

```
Procedure TForm1.Convert;
```

```
begin //Перетворює дані  
  M:=StrToFloat(Edit1.Text);  
  C:=StrToFloat(Edit2.Text);  
  V0:=StrToFloat(Edit3.Text);  
  Pz:=StrToFloat(Edit4.Text);  
  H:=StrToFloat(Edit5.Text);  
  Kv:=StrToFloat(Edit6.Text);  
end;
```

```
procedure Rozrah;
```

```
begin  
  w:=sqrt(C/M);  
  AA:=sqr(M*Kv/Pz);  
  BB:=sqr(Kv/w)-2*(Pz/c+h)*M*Kv/Pz;  
  CC:=2*Pz*h/c+H*H;  
  DD:=BB*BB-4*AA*CC;  
  Vmax:=(-BB-sqrt(BB*BB-4*AA*CC))/(2*AA);  
  Tk:=((Pz/c+H)-sqrt(sqr(Pz/c)-sqr(vmax*Kv/w)))/vmax;  
  Vk:=V0-Pz/c*w*sin(w*tk);  
  b:=Sqrt(V0*V0-(2*Pz*H)/M);  
  Form1.Memo1.Lines.Add('DD= '+FloatToStr(dd));  
end;
```

```
procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
```

```
begin  
  Convert;  
  Rozrah;  
  Memo1.Lines.Add('Tk= '+FloatToStr(tk));  
  Memo1.Lines.Add('Al= '+FloatToStr(Al));  
  Memo1.Lines.Add('Vk= '+FloatToStr(Vk));  
  Memo1.Lines.Add('Vb= '+FloatToStr(b));  
  Memo1.Lines.Add('DD= '+FloatToStr(dd));  
  Memo1.Lines.Add('Vmax= '+FloatToStr(Vmax));  
  Memo1.Lines.Add('Умова= '+FloatToStr(A)+  
'+FloatToStr(h+Pz/c));  
end;
```

```
procedure TForm1.FormCreate(Sender: TObject);
```

```
begin  
  Memo1.Clear;  
end;
```

```
procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
```

```
var n:integer;
```

```

const n20=22;
begin
  Convert;
  Chart1.Series[0].clear;
  Chart2.Series[0].clear;
  case RadioGroup1.ItemIndex of
0:begin
  n:=0;
  m:=m/3;
  repeat
  Rozrah;
  inc(n);
  Chart2.Series[0].AddXY(m,Tk*1000,'',clTeeColor);
  Chart1.Series[0].AddXY(m,Vmax,'',clTeeColor);
  Chart2.BottomAxis.Title.Caption:='Маса шнека, кг';
  Chart1.BottomAxis.Title.Caption:='Маса шнека, кг';
  m:=m*1.1
  until n>=n20;
end;
1:begin
  n:=0;
  c:=c/3;
  repeat
  Rozrah;
  inc(n);
  Chart2.Series[0].AddXY(c,Tk*1000,'',clTeeColor);
  Chart1.Series[0].AddXY(c,Vmax,'',clTeeColor);
  Chart2.BottomAxis.Title.Caption:='Жорсткість шнека, Н/м';
  Chart1.BottomAxis.Title.Caption:='Жорсткість шнека, Н/м';
  c:=c*1.1
  until n>=n20;
end;
2:begin
  n:=0;
  Kv:=Kv/3;
  repeat
  Rozrah;
  inc(n);
  Chart2.Series[0].AddXY(Kv,Tk*1000,'',clTeeColor);
  Chart1.Series[0].AddXY(Kv,Vmax,'',clTeeColor);
  Chart2.BottomAxis.Title.Caption:='Коефіцієнт швидкості';
  Chart1.BottomAxis.Title.Caption:='Коефіцієнт швидкості';
  Kv:=Kv*1.1
  until n>=n20;
end;
3:begin
  n:=0;
  h:=h/3;
  repeat
  Rozrah;
  inc(n);
  Chart2.Series[0].AddXY(h*1000,Tk*1000,'',clTeeColor);
  Chart1.Series[0].AddXY(h*1000,Vmax,'',clTeeColor);

```



```

Chart2.BottomAxis.Title.Caption:='Товщина полотна шнека, мм';
Chart1.BottomAxis.Title.Caption:='Товщина полотна шнека, мм';
h:=h*1.1
until n>=n20;
end;
4:begin
  n:=0;
  Pz:=Pz/3;
  repeat
  Rozrah;
  inc(n);
  Chart2.Series[0].AddXY(Pz,Tk*1000,'',clTeeColor);
  Chart1.Series[0].AddXY(Pz,Vmax,'',clTeeColor);
  Chart2.BottomAxis.Title.Caption:='Сила різання, Н';
  Chart1.BottomAxis.Title.Caption:='Сила різання, Н';
  Pz:=Pz*1.1
  until n>=n20;
  end;
end; {case}
end;

procedure TForm1.Chart1DbClick(Sender: TObject);
begin
  TChart(Sender).CopyToClipboardBitmap;
end;

end.

```

Додаток А.2

Interface

Uses

Windows, Messages, Sysutils, Classes, Graphics, Controls, Forms, Dialogs, StdCtrls, ComCtrls, ExtCtrls, TeEngine, Series, TeeProcs, Chart;

type

```
Tform1= class(Tform)
  PageControl1: TpageControl;
  TabSheet1: TtabSheet;
  TabSheet2: TtabSheet;
  Label1: TLabel;
  Edit1: Tedit;
  Label2: TLabel;
  Edit2: Tedit;
  Label3: TLabel;
  Edit3: Tedit;
  Label4: TLabel;
  Edit4: Tedit;
  Label5: TLabel;
  Edit5: Tedit;
  Label6: TLabel;
  Edit6: Tedit;
  Label7: TLabel;
  Edit7: Tedit;
  Label8: TLabel;
  Edit8: Tedit;
  Label9: TLabel;
  Edit9: Tedit;
  Button1: TButton;
  Memo1: Tmemo;
  Button2: TButton;
  RadioGroup1: TRadioGroup;
  Label10: TLabel;
  Edit10: Tedit;
  Button3: TButton;
  SaveDialog1: TSaveDialog;
  TabSheet3: TTabSheet;
  Chart1: TChart;
  Series1: TLineSeries;
  Series2: TLineSeries;
  Series3: TLineSeries;
  Chart2: TChart;
  LineSeries1: TLineSeries;
  LineSeries2: TLineSeries;
  LineSeries3: TLineSeries;
  Button4: TButton;
  RadioGroup2: TRadioGroup;
  procedure Button1Click(Sender: TObject);
  procedure Convert;
  procedure Button2Click(Sender: TObject);
  procedure Button3Click(Sender: TObject);
  procedure Button4Click(Sender: TObject);
private
  (private de darations)
public (public de darations)
end;
```

var

```
Form1: Tform1;
```

```

implementation
var Fi,G,E,L,Lc,Jp1,Jp2,Jx1,Jx2,Wx2,
    Alfa,b,h,d,T1,T2,T3,T,N,Mk,
    R,Rs,Sigma1,Sigma2,Taul,
    RT1,RT2,RT3,RTaul,RSigma1, RSigma2:real;
    Tak:boolean;
{$R*.DFM}
procedure TForm1.Convert;
begin
    //
    Tak:=true;
    try
    N:=StrToInt(Edit1.Text);
    Alfa:=StrToInt(Edit2.Text);
    Rs:=StrToInt(Edit3.Text);
    R:=StrToInt(Edit4.Text);
    d:=StrToInt(Edit5.Text);
    L:=StrToInt(Edit6.Text);
    h:=StrToInt(Edit7.Text);
    b:=StrToInt(Edit8.Text);
    Fi:=StrToInt(Edit9.Text);
    Mk:=StrToInt(Edit10.Text);
    Alfa:= Alfa*pi/180;
    Fi:=Fi*pi/180;
    Rs:=Rs/1000;
    R:=R/1000;
    d:=d/1000;
    L:=L/1000;
    h:=h/1000;
    b:=b/1000;
    E:=2e11;
    G:=7e10;
    except
    ShowMessage('Невірне число');
    Tak:=false;
    end;
end;

procedure Geom;
begin
    Jp1:=pi*d*d*d*d/32;
    Jx1:=Jp1/2;
    Jx2:=b*h*h*h/12;
    Jp2:=b*h*(b*b+h*h)/12;
    Wx2:=b*h*h/6;
    Lc:=L/sin(alfa);
Procedure
Rozram
begin
    Geom;
    RT1:=12*E*Jx1*R*R/(L*L*L);
    RT2:=G*Jp1/L;

    RT3:=(E*Jx2*sqr(cos(alfa))+G*Jp2*sqr(sin(alfa)))/(Lc*
    (sqr(sin(alfa))+1/2));
    RTaul:=G*d/(2*L);
    Rsigma1:=3*E*d*r/(L*L);
    :
    Rsigma2:=(E*Jx2*sqr(cos(alfa))+G*Jp2*sqr(sin(alfa)))*sin(alfa)*cos(alfa)/(L
    *Wx2*(sqr(sin(alfa))+1/2));

end;

procedure Sila;

```

```

begin
  T1:=RT1*Fi;
  T1:=RT2*Fi;
  T1:=RT3*Fi;
  Taul:=RTaul*Fi;
  Sigma1:=RSigma1*Fi;
  Sigma2:=RSigma2*Fi;
end;

procedure Vybir;
begin
  case Form1.RadioGroup1.ItemIndex of
0:begin // по крутному моменту
  Rozrah;
  Fi:=Mk/((RT1+RT3));
  end;
1:begin
  Rozrah;
  Mk:=((RT1+RT2)*N+RT3)*Fi;
  end;
end; {case}
end;

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
var ST1, ST2, ST3, Staul, Ssigma1, Ssigma2, Sfi, SMk:string;
begin
  Convert;
  if Tak then
  begin
    T1:=12*E*Jx1*R*R/(L*L*L)*Fi;
    T2:=G*Jp1/L*Fi;

T3:=(E*Jx2*sqr(cos(alfa))+G*Jp2*sqr(sin(alfa)))/(Lc*(sqr(sin(alfa))+1/2))*Fi
;
    Taul:=G*d/(2*L)*Fi;
    Sigma1:=3*E*d*r/(L*L)*Fi;
0:begin// по крутному моменту
  Rozrah
  Fi:=Mk/((RT1+RT2)*N+RT3);
  Memol.Lines.Add('Розрахунок по крутному моменту');
  Memol.Lines.Add(Label10.Caption+' '+Edit10.Text);
  end;
1:=begin
  Rozrah
  Mk:=((RT1+RT2)*N+RT3)*Fi;
  Memol.Lines.Add('Розрахунок по куту зкручування');
  Memol.Lines.Add(Label9.Caption+' '+Edit9.Text);
  end;
end; {case}
end;
  Sila;
  T1:=RT1*Fi;
  T2:=RT2*Fi;
  T3:=RT3*Fi;
  Taul:=RTaul*Fi;
  Sigma1:=RSigma1*Fi;
  Sigma2:=RSigma2*Fi;
  Str(T1:8:4, ST1);
  Str(T2:8:4, ST2);
  Str(T3:8:4, ST3);
  Str(Taul/1e6:8:3, Staul);
  Str(Sigma1/1e6:8:3, Ssigma1);
  Str(Sigma2/1e6:8:3, Ssigma2);
  Str(Fi*180/pi:8:6, Sfi);
  Str(Mk:8:3, SMk);

```

```

Memo1.Lines.Add(Label1.Caption+' '+Edit1.Text);
Memo1.Lines.Add(Label2.Caption+' '+Edit2.Text);
Memo1.Lines.Add(Label3.Caption+' '+Edit3.Text);
Memo1.Lines.Add(Label4.Caption+' '+Edit4.Text);
Memo1.Lines.Add(Label5.Caption+' '+Edit5.Text);
Memo1.Lines.Add(Label6.Caption+' '+Edit6.Text);
Memo1.Lines.Add(Label7.Caption+' '+Edit7.Text);
Memo1.Lines.Add(Label8.Caption+' '+Edit8.Text);
Memo1.Lines.Add(' T1 = '+ST1+' Нм Згин прутка');
Memo1.Lines.Add(' T2 = '+ST2+' Нм Скручування прутка');
Memo1.Lines.Add(' T3 = '+ST3+' Нм Деформація шнека');
Memo1.Lines.Add('---');
Memo1.Lines.Add(' Taul = '+STaul+' МПа Скручування прутка');
Memo1.Lines.Add(' Sigma1 = '+SSigma1+' МПа Згин прутка');
Memo1.Lines.Add(' Sigma2 = '+SSigma2+' МПа Деформація шнека');
Memo1.Lines.Add('---');
Memo1.Lines.Add(' Кут закручування Fi = ' +SFi+' град');
Memo1.Lines.Add(' Крутний момент Mk = ' +SFi+' Нм');
Memo1.Lines.Add('=====');
end;
end;

procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
begin
end;
procedure TForm1.Button3Click(sender:Tobject);
if saveDialog1.Excute then
    Memo1.Lines.SaveToFile(SaveDialog1.FileName);
end;

procedure TForm1.Button4Click(Sender:TObject);
var j:integer;
    delta:real;
begin
    // Побудова графіків
    Convert;
    Chart1.Series[0].Clear;
    Chart1.Series[1].Clear;
    Chart1.Series[2].Clear;
    Chart2.Series[0].Clear;
    Chart2.Series[1].Clear;
    Chart2.Series[2].Clear;
    Chart1.Title.Text.Clear;
    Chart2.Title.Text.Clear;
    Chart1.Foot.Text.Clear;
    Chart2.Foot.Text.Clear;

    case RadioGroup1.ItemIndex of
0:begin // По крутному моменту
    Chart1.Title.Text.Add('Зусилля Розрахунок по крутному моменту');
    Chart2.Title.Text.Add('Напруження Розрахунок по крутному моменту');
    end;
1:begin
    Chart1.Title.Text.Add('Зусилля Розрахунок по куту закручування');
    Chart2.Title.Text.Add('Напруження Розрахунок по куту закручування');
    end;
end; {case}
case RadioGroup1.ItemIndex of
0:begin
j:=0;
delta:=exp(1/25*ln(3));
L:=L/3;
repeat
    Vybir;

```

```

    Rozrah;
    Sila;
    Chart1.Series[0].AddXY(L*1000,T1,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[1].AddXY(L*1000,T2,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[2].AddXY(L*1000,T3,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[0].AddXY(L*1000,Sigma1/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[1].AddXY(L*1000,Taul/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[2].AddXY(L*1000,Sigma2/1e6,'',clTeeColor);
    L:=L*delta;
    inc(j);
until j>50;
end;
1:begin
d:=d/3
repeat
    Vybin;
    Rozrah;
    Sila;
    Chart1.Series[0].AddXY(d*1000,T1,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[1].AddXY(d*1000,T2,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[2].AddXY(d*1000,T3,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[0].AddXY(d*1000,Sigma1/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[1].AddXY(d*1000,Taul/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[2].AddXY(d*1000,Sigma2/1e6,'',clTeeColor);
    d:=d*delta;
    inc(j);
until j>50;
end;
2:begin
j:=0;
delta:=exp(1/25*ln(3));
b:=b/3;
repeat
    Vybir;
    Rozrah;
    Sila;
    Chart1.Series[0].AddXY(b*1000,T1,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[1].AddXY(b*1000,T2,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[2].AddXY(b*1000,T3,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[0].AddXY(b*1000,Sigma1/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[1].AddXY(b*1000,Taul/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[2].AddXY(b*1000,Sigman2/1e6,'',clTeeColor);
    b:=b*delta;
    inc(j);
until j>50;
end;
3:begin
j:=0;
delta:=exp(1/25*ln(3));
h:=h/3;
repeat
    Vybir;
    Rozrah;
    Sila;
    Chart1.Series[0].AddXY(h*1000,T1,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[1].AddXY(h*1000,T2,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[2].AddXY(h*1000,T3,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[0].AddXY(h*1000,Sigman1/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[1].AddXY(h*1000,Taul/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[2].AddXY(h*1000,Sigma2/1e6,'',clTeeColor);
    h:=h*delta;
    inc(j);
until j>50;

```

```

    end;
R:=R/3;
repeat
    Vybir
    Rozrah;
    Sila;
    Chart1.Series[0].AddXY (R*1000,T1,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[1].AddXY (R*1000,T2,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[2].AddXY (R*1000,T3,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[0].AddXY (R*1000,Sigma1/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[1].AddXY (R*1000,Tau1/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[2].AddXY (R*1000,Sigma2/1e6,'',clTeeColor);
    R:=R*delta;
    inc(j);
until j>50;
    end;
5:begin
j:=0;
delta:=exp(1/25*(3));
Alfa:=Alfa/3;
reprat
    Vybir;
    Rozrah;
    Sila;
    Chart1.Series[0].AddXY (Alfa*180/pi,T1,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[1].AddXY (Alfa*180/pi,T2,'',clTeeColor);
    Chart1.Series[2].AddXY (Alfa*180/pi,T3,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[0].AddXY (Alfa*180/pi,Sigma1/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[1].AddXY (Alfa*180/pi,Tau1/1e6,'',clTeeColor);
    Chart2.Series[2].AddXY (Alfa*180/pi,Sigma2/1e6,'',clTeeColor);
    Alfa:=Alfa*delta;
    inc(j);
until j>50;
    end;
end; {case}
    Chart1.Foot.Text.Add (RadioGroup2.Items [RadioGroup2.itemidex]);
    Chart2.Foot.Text.Add (RadioGroup2.Items [RadioGroup2.itemidex]);
end;

procedure TForm1.Chart1Db1Click(Sender: TObject);
begin
    TChart (Sender) .CopyToClipboardBitmap;
end;

end.

```


Дубл.																				
Замість																				
Підп.																				
Розроб.																				
Н. контр.																				

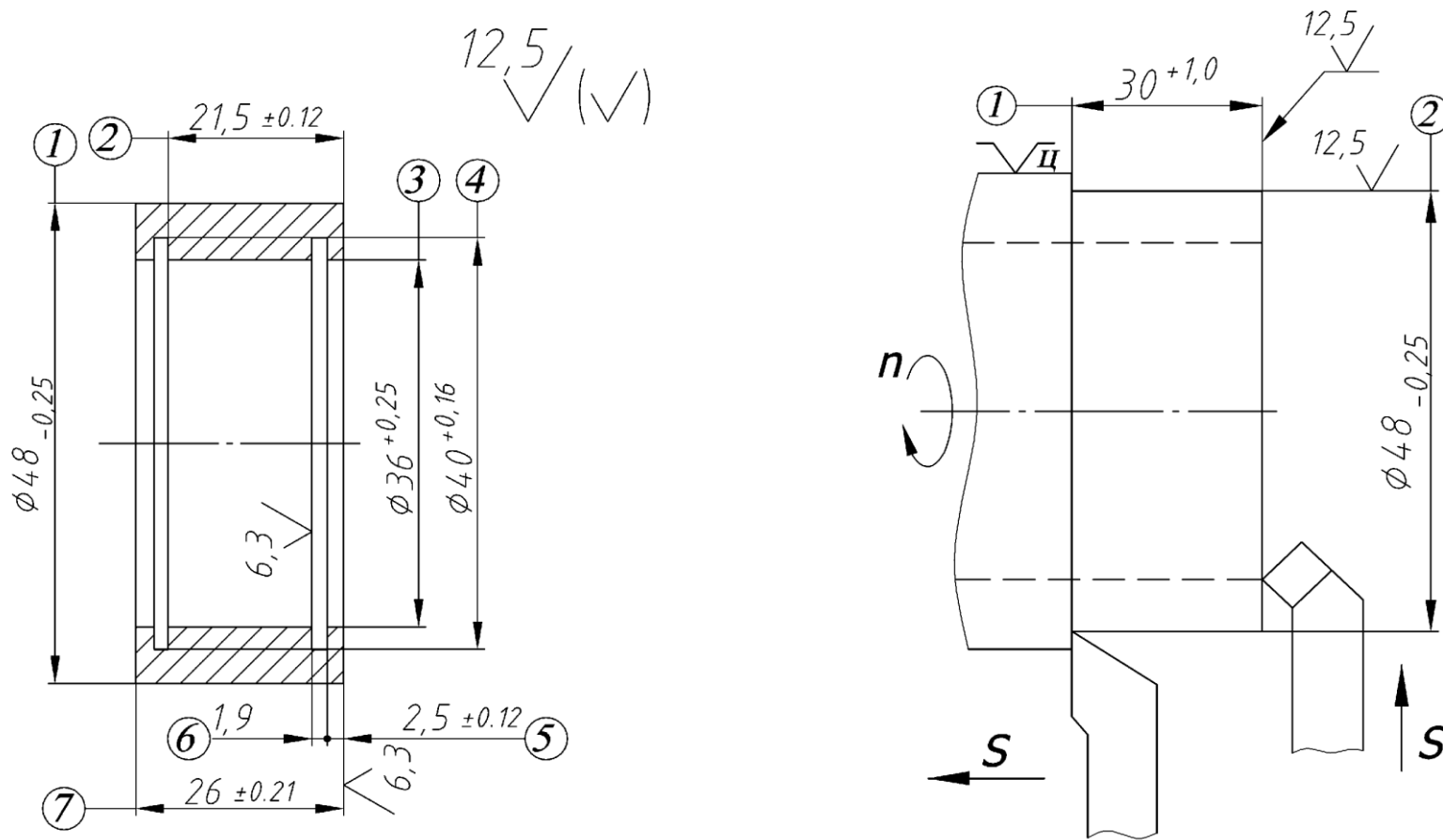
ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС

механічного оброблення півмуфти

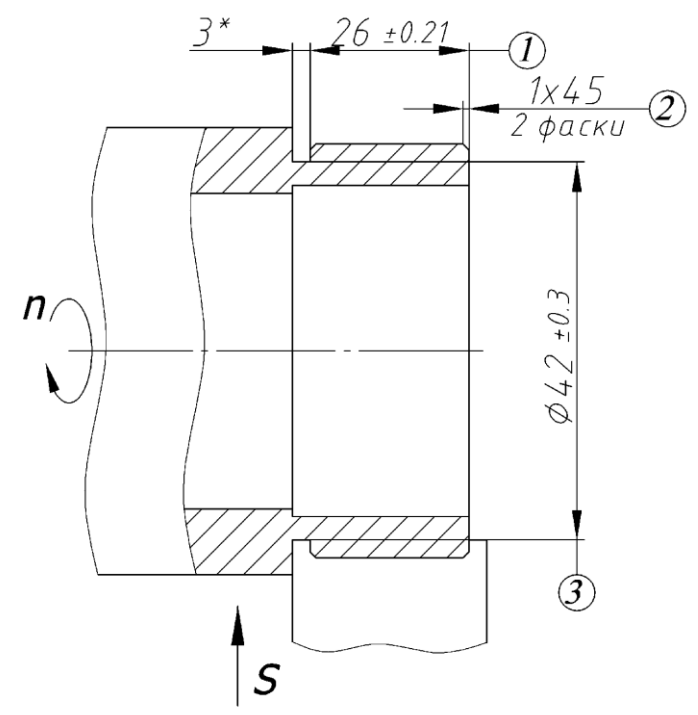
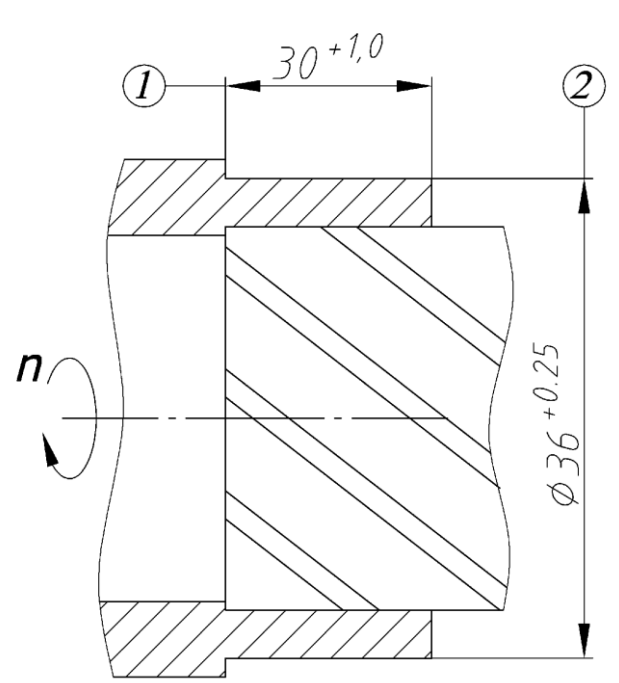
Виконав: _____

Новосад І.Я. _____

Дубл.																				
Замість																				
Підп.																				
																				005



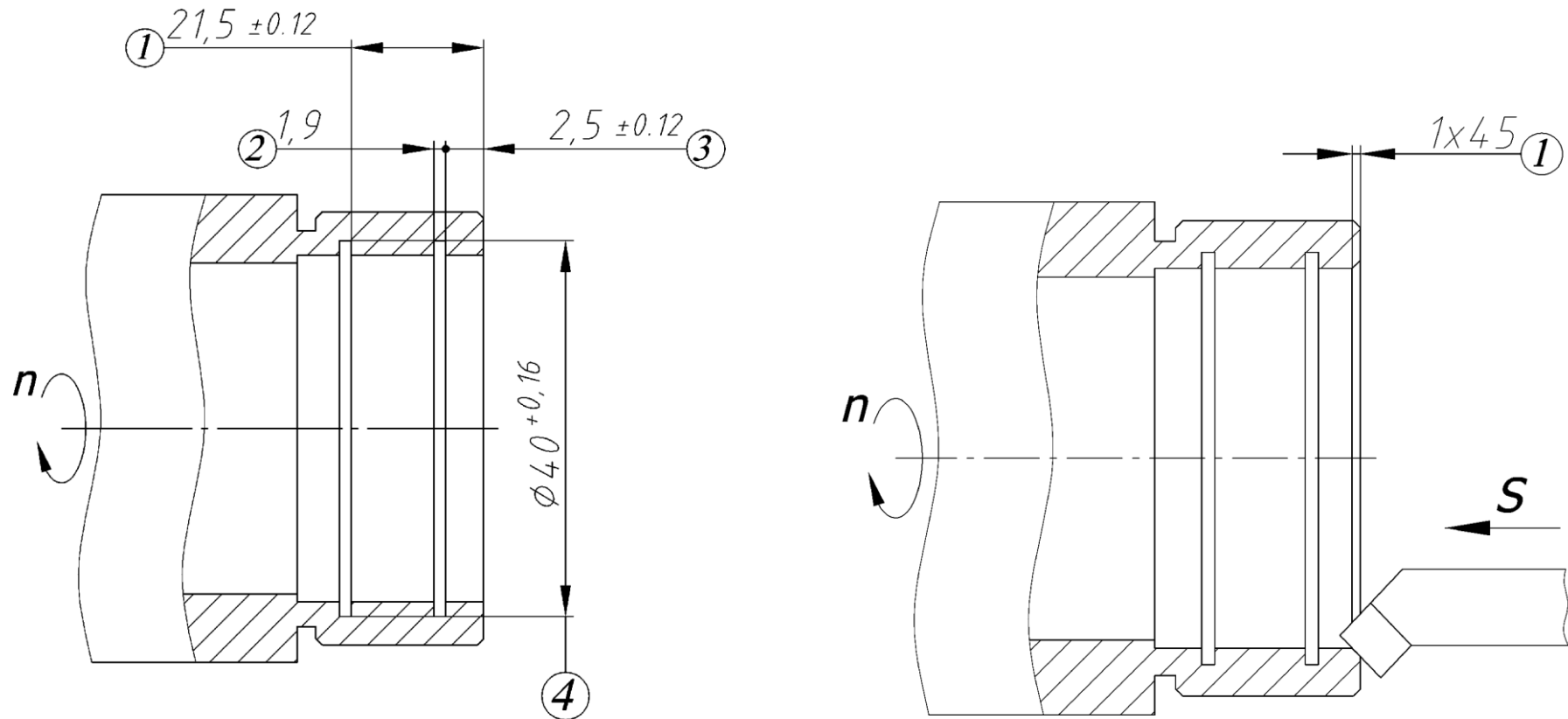
Дубл.																					
Замість																					
Підп.																					
																					010



Дубл.			
Замість			
Підп.			

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

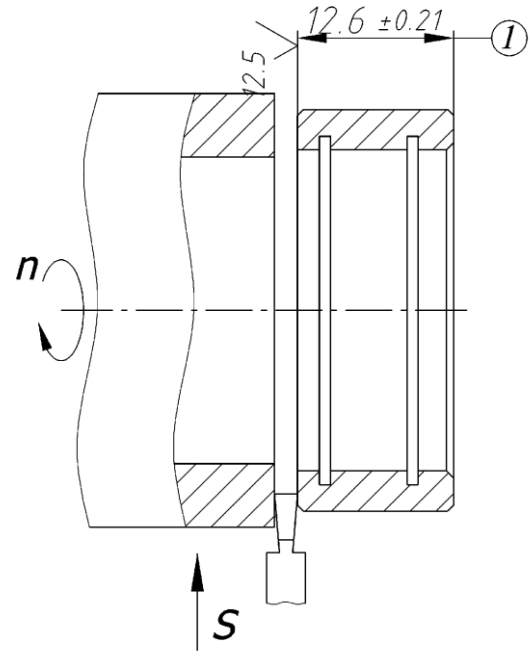
015



Дубл.			
Замість			
Підп.			

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

										020



KE

Механічної обробки

Дубл.														
Замість														
Підп.														

														025

