

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»**

**Розрахунок і вибір оптимальних параметрів шпиндельних
гідростатичних підшипників**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти
групи ІМм-21

Лучковський Станіслав Миколайович

(підпис)

Керівник:

к.т.н., доцент

Зубовецька Наталія Тарасівна

(підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«__» _____ 20__ р.

к.т.н., доцент

Гарант освітньої програми:

Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Луцьк – 2023 року

Луцький національний технічний університет

Факультет Транспорту та механічної інженерії
Кафедра Прикладної механіки та мехатроніки
Другий (магістерський) рівень
освітньо-професійної програми «Прикладна механіка»
Спеціальність 131 Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Р. РЕДЬКО

“ _____ ” _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
 НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА**

_____ Лучковський Станіслав Миколаєвич _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розрахунок і вибір оптимальних параметрів шпindelних гідростатичних підшипників», керівник кваліфікаційної роботи магістра Зубовецька Наталія Тарасівна к.т.н., доц. каф. ПМіМ затверджені наказом вищого навчального закладу від «14» січня 2023 р., № 42/01-02
2. Строк подання студентом роботи 01.12.2023 р.
3. Вихідні дані до роботи: звіт з переддипломної практики, технічна документація по токарно-револьверних верстатах, креслення гідростатичних підшипників, конструкторська документація, нормативні дані.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
 1. Проблеми автоматизації розрахунку і прогнозування параметричної надійності шпindelних гідростатичних підшипників.
 2. Розробка методичного й програмного забезпечення розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпindelних ГСП.
 3. Методичне і програмне забезпечення статистичного аналізу шпindelних ГСП.
 4. практична апробація розроблених методик і програм. Висновки.Список використаних джерел. Додатки.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
 - 1.Програма obr101 розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпindelних ГСП- 2 ф. А1;
 2. Структура проміжного файла даних - 1 ф. А1.
 3. Універсальний алгоритм- 1 ф. А1.
 4. Ведення даних – 1ф. А1.
 5. Процедура топкаг розрахунку ГСП- 1ф. А1.
 6. Гістограми розподілу жорсткості та демпфування - 2ф. А1.
 7. Експериментальні і теоретичні залежності - 2 ф А1.

6. Консультанти розділів роботи

| Розділ | Консультант | Підпис, дата | |
|--------|-------------|----------------|------------------|
| | | Завдання видав | Завдання прийняв |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

7. Дата видачі завдання

01.03.2023 р.

Керівник

_____ (підпис)

Завдання прийняв до виконання

_____ (підпис)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № | Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра | Термін виконання етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра | Примітка |
|----|-----------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|----------|
| 1. | <i>Загальний розділ. Проблеми автоматизації ГСП</i> | <i>23.09.2023р.</i> | |
| 2. | <i>Розробка методичного і програмного забезпечення розрахунку ГСП</i> | <i>16.10.2023р.</i> | |
| 3. | <i>Програмне і методичне забезпечення</i> | <i>04.11.2023р.</i> | |
| 4. | <i>Практична апробація розроблених методик</i> | <i>25.11.2023р.</i> | |
| 5. | <i>Представлення роботи</i> | <i>01.12.2023р.</i> | |
| 6. | <i>Електронний варіант кваліфікаційної роботи магістра</i> | | |
| | | | |

Студент

_____ (підпис)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Лучковський С.М.

(прізвище та ініціали)

Зубовецька Н.Т.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Лучковський С.М. Розрахунок і вибір оптимальних параметрів гідростатичних опор шпинделя. Рукопис.

Атестаційна магістерська робота на здобуття кваліфікації другого (магістерського) рівня вищої освіти із спеціальності 131 – Прикладна механіка. – Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2023.

Робота присвячена питанням визначення енергетичних і навантажувальних характеристик шару мастила плоскої замкнутої гідростатичної опори з дренажними канавками. Автоматизовано процес проектування, оптимізації та прогнозування параметричної надійності за допомогою статистичних методів тестування.

Ключові слова: підшипники, надійність, автоматизація, прогнозування, навантажувальні та енергетичні характеристики.

ABSTRACT

Luchkovsky S.M. Calculation and selection of optimal parameters of spindle hydrostatic bearings. - Manuscript.

Attestation master's work for obtaining the qualification of the second (master's) level of higher education in specialty 131 - Applied mechanics. - Lutsk National Technical University. - Lutsk, 2023.

The work is devoted to the issues of determining the energy and load characteristics of the lubricating layer of a flat closed hydrostatic support with drainage grooves. The process of designing, optimizing and predicting parametric reliability using statistical testing methods is automated.

Key words: bearing, reliability, automation, forecasting, load and energy characteristics.

ЗМІСТ

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП | 6 |
| РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ РОЗРАХУНКУ І ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРИЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ШПИНДЕЛЬНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ | 9 |
| 1.1 Сучасний рівень автоматизації розрахунку і проектування верстатних шпиндельних вузлів з ГСП | 9 |
| 1.2 Моделі розрахунку і проектування шпиндельних гідростатичних підшипників | 12 |
| 1.3 Висновки та задачі дослідження | 18 |
| РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МЕТОДИЧНОГО Й ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РОЗРАХУНКУ І ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ШПИНДЕЛЬНИХ ГСП..... | 19 |
| 2.1 Методика розрахунків характеристик шпиндельних ГСП | 19 |
| 2.1.1 Конструкції шпиндельних ГСП..... | 19 |
| 2.1.2 Моделі розрахунку шпиндельних ГСП | 28 |
| 2.2. Програмне забезпечення розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпиндельних ГСП | 45 |
| 2.2.1 Загальна характеристика інтерфейсу програми | 45 |
| 2.2.2 Структура даних | 48 |
| 2.2.3 Робота з програмою | 48 |
| 2.3 Висновки по розділу..... | 53 |
| РОЗДІЛ 3 МЕТОДИЧНЕ І ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАТИСТИЧНОГО АНАЛІЗУ ШПИНДЕЛЬНИХ ГСП..... | 54 |
| 3.1 Аспекти задачі статистичного аналізу для оцінки параметричної надійності шпиндельних ГСП | 54 |
| 3.2 Математичні моделі для статистичного аналізу параметричної надійності шпиндельних ГСП | 56 |

| | |
|----------------------------------------------------------|----|
| | 6 |
| 3.2.1 Загальна модель ГСП | 57 |
| 3.2.2 Модель статистичного аналізу | 65 |
| 3.2.3 Загальна модель прогнозування | 70 |
| 3.2. Висновки по розділу..... | 71 |
| РОЗДІЛ 4 ПРАКТИЧНА АПРОБАЦІЯ РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДИК | |
| I ПРОГРАМ | 72 |
| 4.1 Статична жорсткість передньої радіальної опори | 72 |
| 4.2 Статична жорсткість осьової опори | 74 |
| 4.3 Висновки по розділу..... | 77 |
| ВИСНОВКИ | 79 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 81 |
| ДОДАТКИ | 84 |

ВСТУП

Актуальність теми. Продуктивність і точність оброблення на верстатах значною мірою визначається характеристиками шпиндельного вузла (ШВ). Досвід сучасного проектування показує, що можливе істотне підвищення якісних показників ШВ в порівняно з відповідними прототипами за рахунок оптимізації його параметрів при проектуванні, а також в процесі експлуатації верстата. Проектування ШВ з гідростатичними підшипниками (ГСП) носить здебільшого неформальний характер внаслідок того, що вони на даний час не уніфіковані, а рекомендації з їх проектування є достатньо загальними.

Під час проектування верстатів з ГСП досить часто виникає проблема з вибором раціональної методики, більшість з яких методик орієнтовано на спеціалізовані розрахунки і потребують корегування. Слід також відзначити, що для більшості із них не наводяться достатньо обґрунтовані відомості щодо достовірності розрахункових результатів, тому збіг теоретичних і експериментальних даних за основними робочими характеристиками ГСП не можна вважати достатнім. Скорочення трудомісткості та термінів проектування шпиндельних вузлів при одночасному підвищенні якості проектних робіт з врахуванням динамічних процесів представляється можливим при автоматизованому проектуванні. Для використання наявних методик в автоматизованому проектуванні необхідно провести комплекс робіт з їх систематизації, доповнення і корегування. Рішення цієї проблеми неможливе без визначення співвідношення точності завдання початкових даних для розрахунку і ступеня деталізації функціональних взаємодій параметрів математичної моделі (ММ).

Дотепер не вирішено питання про комплексне врахування впливу похибок виготовлення, складання і точності визначення параметрів шпиндельних ГСП на вихідні характеристики ШВ. Перераховані міркування визначаються і відсутністю науково обґрунтованих вимог до виготовлення шпиндельних ГСП. Таким чином, актуальність роботи зумовлена необхідністю забезпечення показників

працездатності шпindelьних ГСП на необхідному рівні як на етапі їх виготовлення і монтажу, так і в процесі експлуатації.

Вихідні параметри ГСП залежать від великої кількості, як незалежних, так і пов'язаних між собою параметрів. У більшості випадків, їх точне визначення після складання ШВ та в процесі його роботи не діагностується. Можливо лише гарантувати деякі межі їх змін. Тому розрахунки ГСП повинні мати прогнозований, імовірнісний характер. Значна різноманітність конструкцій ГСП і дроселюючих пристроїв, велика кількість задач проектування зумовлюють відповідну кількість моделей їх розрахунку. Саме тому, оцінка існуючих та розробка нових моделей та структури гнучкого прикладного математичного забезпечення (ПМЗ) автоматизованого розрахунку шпindelьних ГСП є важливішою загальною і актуальною задачею.

Метою даної роботи є автоматизація розрахунку, а також дослідження і вибір оптимальних параметрів шпindelьних гідростатичних підшипників.

Досягнення цієї мети вимагає вирішення наступних проблем:

1. Розробка методів і програмного забезпечення для визначення найкращих параметрів шпindelьних ГСП на основі досліджень
2. Створити математичне та програмне забезпечення для розрахунку характеристик шпindelьних ГСП за допомогою статистичних прогонів, використовуючи моделі, які враховують погрішності виготовлення та збирання.
3. Перевірити адекватність розроблених моделей і програмного забезпечення відповідно до результатів експериментальних досліджень.

Об'єкт дослідження – шпindelьні гідростатичні підшипники.

Предмет дослідження – математичні моделі для розрахунку, оптимізації і статистичного аналізу параметрів шпindelьних гідростатичних підшипників.

Методи дослідження: теорія інформації, об'єктне – орієнтоване програмування, теорія імовірності, математична статистика, деталі машин, теорія експериментальних досліджень, розрахунок і проектування металорізальних верстатів.

Практичне значення та наукова новизна. Визначено енергетичні та навантажувальні статичні й динамічні характеристики змащувального шару плоскої замкнутої гідростатичної опори з дренажними канавками. Автоматизовано процес проектування, оптимізації і прогнозування параметричної надійності методами статистичних випробувань.

Особистий внесок магістранта полягає у автоматизації вибору оптимальних параметрів шпindelних гідростатичних підшипників.

Апробація результатів роботи. Результати досліджень були представлені на наукових семінарах кафедри прикладної механіки та мехатроніки Луцького НТУ та на III студентській науково-технічній конференції «Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії» (Луцьк - 16 листопада 2023 року).

Обсяг і структура роботи. Кваліфікаційна робота магістра складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, переліку посилань і додатків. Загальний обсяг роботи складає 80 сторінок основного тексту, 9 рисунків, 7 таблиць.

РОЗДІЛІ

ПРОБЛЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ РОЗРАХУНКУ І ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРИЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ШПИНДЕЛЬНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ

1.1 Сучасний рівень автоматизації розрахунку і проектування верстатних шпиндельних вузлів з ГСП

Гідростатичні підшипники (ГСП) широко застосовуються в якості опорних вузлів шпинделів металорізальних верстатів. Значна кількість наукових публікацій присвячена дослідженням шпиндельних вузлів із гідростатичними підшипниками.

Одним з найважливіших компонентів галузевої САПР є автоматизована підсистема розрахунково-конструкторських робіт (АПКР) "Шпиндельний вузол". Основні концепції побудови автоматизованої підсистеми були сформульовані в розробленому в «Технічному завданні» [5], а також в роботах [1 - 5]. Отже, на сьогодні вже накопичений деякий досвід і в розробці підсистем проектування шпиндельних вузлів (ШВ) верстатів. У зв'язку з цим задачі розробки АПКР ШВ з ГСП повинні бути сформульовані на основі вимог сучасного рівня автоматизації проектування, аналізу потреб галузі, накопиченого досвіду створення подібних систем, а також виходячи із специфіки проектування ШВ з ГСП.

Найважливішими частинами підсистем проектування технічних об'єктів є методичне забезпечення, на основі якого розробляється програмне забезпечення, а також інформаційне забезпечення (ІЗ). З програмного забезпечення принциповий інтерес представляє прикладне програмне (математичне) забезпечення (ПМЗ). Технічний рівень проектних рішень зрештою визначається якістю ІЗ і ПМЗ, основні положення і принципи розробки яких для автоматизації проектно-конструкторських робіт висловлені в роботах [6-10].

Критерії розрахунку і оптимізації ШВ визначаються з критеріїв ефективності роботи верстата [7, 9], основним технологічним призначенням якого є забезпечення

точності взаємного розташування інструменту.

Шпindelний вузол є одним з найвідповідальніших вузлів верстата, найбільшою мірою визначаючим точність і продуктивність механічної обробки. Це пояснює значні зусилля, направлені на підвищення якості їх розрахунку і проектування [10, 11 та ін.]. Найпоширенішим, доступним і якнайменше ефективним засобом автоматизації проектування ШВ в даний час є використання автономних пакетів прикладних програм (ППП) з автономними програмами. Особливістю їх є: закріплення окремих задач, вирішуваних пакетом, за автономними програмами, звернення до яких оформляється у вигляді окремих кроків завдання; відсутність інформаційного сполучення модулів програмними засобами; орієнтація на користувачів-програмістів високої кваліфікації. Проте, ці програми дозволяють вирішувати широке коло задач: динамічні розрахунки ШВ в технологічній системі різних типів верстатів [2, 5 та ін.]; розрахунки статичних і динамічних характеристик ШВ; теплові розрахунки [6, 7, 9]; розрахунки експлуатаційних характеристик шпindelних підшипників [5, 7, 11] та інші.

Вимоги до підвищення якості проектних рішень, скорочення термінів проектування, а також розвиток технічних засобів обчислювальної техніки привели до розробки ППП більш високого якісного рівня. Відмітна особливість їх - реалізація задач аналізу і синтезу технічних рішень з використанням програмних засобів. Крім розробки відповідного загальносистемного програмного забезпечення це зажадало і створення гнучкого і розгалуженого ІЗ і ПМЗ. Першим ступенем на цьому шляху з'явилося створення таких підсистем, або пакетів програм, в яких в пакетному або діалоговому режимі проводиться розрахунок заданих конструктивних варіантів вузлів з подальшою параметричною оптимізацією по жорсткому алгоритму. При цьому в різному ступені використовується елементна база даних: довідник підшипників, довідник характеристик мастил та інші. В даній групі підсистем організована лише структура ІЗ, альтернативні елементи ПМЗ не виділяються. До подібних комплектів програм можна віднести описані в роботах [11].

Підсистеми проектування ШВ високого рівня організації повинні мати

альтернативну структуру не тільки ІЗ, але і ПМЗ. Це значить, що алгоритм проектування може вибиратися довільно, а обчислювальний процес стає керованим. Така структура дозволяє розширити клас вирішуваних задач і шляхом:

а) вибору моделей відповідно до етапів проекту - грубих на стадії варіантного опрацювання конструкції, оптимізаційних при технічному проектуванні і уточнених на етапі робочого проекту;

б) вибору моделей відповідно до прийнятої розрахункової схеми при орієнтації на ШВ різних типів верстатів і умов роботи;

в) вибору моделей відповідно до логіки проектування або з характером представлення результатів проекту;

г) вибору моделей відповідно до обчислювальних критеріїв;

д) вибору моделей на множині конструктивних рішень.

Реалізація вказаних можливостей дозволяє відповідно:

а) оптимізувати процес проектування за часом і підвищити ефективність аналізу варіантів;

б) забезпечити принцип інваріантності підсистеми по відношенню до ШВ різних типів верстатів;

в) підвищити наочність і пізнаваність об'єкту проектування;

г) забезпечити принцип розвитку підсистеми відносно нових наукових методів дослідження верстатів;

д) забезпечити принцип розвитку відносно нових конструктивних рішень і підвищити ефективність рішення задач синтезу.

Проведений огляд показав наступне:

- переважна більшість проектних розрахунків ШВ в даний час проводиться на базі автономних, спеціалізованих програмам;

- розроблені підсистеми орієнтовані на рішення вузького класу задач, мають обмежену нагоду розвитку і в цілому не відповідають сучасному рівню автоматизації проектування;

- розробляються і розвиваються існуючі підсистеми з розвинутою структурою ІЗ

і ПМЗ для проектування ШВ з підшипниками кочення;

- на даний час не існує інтегрованої АПРКР, яка б дозволяла у комплексі вирішувати усі задачі розрахунку й проектування ШВ з ГСП.

1.2 Моделі розрахунку і проектування шпindelних гідростатичних підшипників

Процес освоєння ГСП в верстатобудуванні триває 5 – 6 десятиріч. Цей період характеризується великим обсягом робіт теоретичного і експериментального плану, а також значним числом винаходів [13].

В даний час гідростатичний принцип мастила підшипників ШВ використовується в основному для верстатів, призначених для точної і кінцевої обробки; в меншому ступені для верстатів з силовим різанням. Наявність великого числа незалежних досліджень, а по суті, відсутність єдиної теорії розрахунку, обумовлює різноманітність часто дублюючих один одного методик.

Шпindelні ГСП у даний час проектується в основному по часткових критеріях їх працездатності: по максимальній статичній жорсткості, по температурі нагріву мастила і втратам потужності, по динамічній жорсткості і стійкості і по комплексних показниках [11-13 та ін.].

Розроблені моделі і методики розрахунку, що спираються на різні фізичні закони і аналогії. Фундаментальною основою гідравлічних розрахунків ГСП слід рахувати систему рівнянь Нав'є - Стокса, що описують загальну просторову задачу течії в'язкої рідини, що стискається [13]. У зв'язку з тим, що повне рішення цього рівняння в даний час не знайдено, розроблений ряд теорій, що ґрунтуються на допущеннях, властивих конкретним додаткам. Для розрахунку рідинних підшипників такою теорією є гідродинамічна теорія мащення, а її математичним інструментом - рівняння Рейндольдса течії мастила в малому зазорі [13]. В останнє десятиріччя шукаються шляхи використання і розробляються теоретичні основи застосування так званих неньютонівських мастил [14].

Точність визначення розрахункових характеристик ГСП в першу чергу залежить від точності рішення рівнянь течії мастила на перемичках і в щілинах елементів, що дроселюють. При розрахунках є дві тенденції, як правило, сумісних: спрощення моделі введенням припущень і ускладнення математичних методів із збереженням повністю або частково реальної розрахункової схеми. Найбільш часто використовується формула Пуазейля течії в плоскій щілині, при цьому параметри зазору усереднюються. В роботі [14] використовуються методи обурення малого параметра для розрахунку гідродинамічного ефекту. Є роботи, в яких для визначення параметрів потоку робочої рідини використовується метод кінцевих елементів.

При розрахунках ГСП звичайно використовуються ті або інші припущення залежно від складності ММ. До числа найпоширеніших припущень відносяться: ламінарність течії мастила в зазорах і кишнях ГСП; нестискуваність мастила; ізотермічність; ідеальність форми і положення поверхонь ГСП; відсутність обертання; відсутність зсувів; відсутність інерційних сил; постійність тиску по висоті зазору і деякі інші [11].

Вплив частоти обертання на робочі характеристики ГСП, який пов'язаний з виникненням гідродинамічного ефекту на робочих перемичках і дією інерційних відцентрових сил в змащувальному шарі, досліджувалося в роботах [3, 9, 14 та ін.]. При деяких умовах цей вплив може помітно змінювати навантажувальні характеристики ГСП і тому повинен враховуватися при розрахунках. Вплив на характеристики ГСП перенесення мастила при обертанні шпинделя вивчений в роботах [14, 15] і багатьох інших.

Вплив турбулентності і можливості виникнення кавітації досліджені в роботах [7]. Наголошується істотне зростання моменту тертя і нагріву в ГСП з переходом в турбулентний режим. Наголошується, що турбулізація мастила в кишнях ГСП знижує несучу здатність і статичну жорсткість ($j_{ст}$), при цьому параметри дроселя впливають слабо. Турбулентний режим можливий в першу чергу в кишнях ГСП, оскільки для них число Re Рейнольдса істотно більше, ніж в зазорах. Перевірка турбулентності необхідна для високошвидкісних підшипників при $Re > 1000$ [3]. Обліку погрешностей

від припущення ізотермічності потоку мастила присвячений ряд робіт [6, 14, 16]. Отримана залежність для температури мастила по ширині перемички і запропонований спосіб обчислення середньої температури в зазорі. Залежно від режимів роботи ГСП і його параметрів уточнення досягає порядку: для тиску і витрати до 10%, для потужності прокачування мастила - до 20%.

Дослідженню впливу окремих геометричних погрішностей ГСП на його характеристики присвячений ряд робіт [6, 14, 16]. Наголошується [15], що некруглість отворів практично не робить впливу на радіальне биття осі шпинделя; усереднювання погрішностей росте з числом кишень; биття шпинделя спостерігається в тому випадку, якщо параметр не округлості його не кратний числу кишень; основні параметри, що впливають на усереднювання погрішностей - величина зазору і число кишень. В розрахунок ГСП при перекосі заснований на східчастому розбитті кривої прогинання і ітераційному процесі визначення положення шийки шпинделя в підшипники. Вплив перекосу і хвилястості поверхонь плоских опор досліджений в [6, 14, 18]. Була отримана аналітична залежність характеристик радіальних ГСП при перекосах двох типів; затверджується, що перекіс помітно знижує здатність навантаження і жорсткість (до 30%). Факт впливу геометричних погрішностей на точність обробки приводиться в роботах [20, 36]. В роботах В.Г. Аджемяна і Л.И. Густина [1] наголошується наявність затискаючого ефекту (відновлюючого моменту) в ГСП при перекосі шийки шпинделя в радіальному ГСП.

Всебічно розглянуті питання живлення шпиндельних ГСП [7, 8, 28, 43, 45, та ін.]. В роботах всебічно досліджуються динамічні характеристики ГСП, і розроблені відповідні ММ. Значна кількість досліджень присвячено вивченню демпфуючої здатності ГСП [14, 15, 16, 28, 33, 40, 51, 55 та ін.], високе значення якої і забезпечує унікальні властивості ШВ з ГСП відносно вібростійкості. Відокремлюються три складових демпфування [15]: в тонкому шарі мастильного матеріалу при періодичному наближенні вала і втулки (~ 80%); в системі живлення за рахунок гідравлічних опорів; при періодичному ковзанні поверхонь без їх наближення. Сила

демпфування, пропорційна швидкості наближення поверхонь, в загальному випадку нелінійна і збільшується зі збільшенням ексцентриситету в опорі.

Опубліковано багато наукових праць, призначених експериментальному і теоретичному дослідженню інших проблем, які пов'язані з проектуванням і експлуатацією шпindelних ГСП: впливу гіроскопічних силових факторів [2]; впливу повітря у мастилi на динаміку ГСП [19, 22]; застосування гібридних (гідростатодинамічних і комбінованих) підшипників [13, 19] та ін.

Разом з моделями для уточнених проектних розрахунків ГСП розроблено значна кількість моделей оптимізації по показниках їх працездатності, у тому числі, для розрахунку на ЕОМ. До моделей розрахунку з використанням ЕОМ можна віднести моделі засновані на складанні рівнянь балансу витрат [4, 15], в яких оптимізаційний алгоритм є «зовнішнім» по відношенню до моделі ГСП. Моделі електроаналогій та інші моделі, що примикають до так званих інженерних методик дозволяють в більшості випадків отримати аналітичні вирази оптимальності, тобто моделі оптимізації і моделі ГСП складають єдину структурну одиницю. Використовування таких ММ в АП по суті означає створення пакету автономних. В роботах [18, 20] приводиться АП проектування радіального ГСП без дренажних канавок з компенсацією постійного опору по широкому набору критеріїв, яка по суті є програмою розрахунку ГСП по інженерних формулах з можливістю діалогу. Забезпечення гнучкості алгоритму по можливих принципових конструктивних змінах (наприклад, заміна капіляра діафрагмою) вимагає принципової перебудови алгоритму. В роботі [21] описується метод проектування на основі фізичного електромоделювання шляхом розповсюдження результатів на реальну конструкцію з використанням формул подібності; цей метод практично не використовується в сучасній практиці проектування.

З методик проектування ГСП по критеріях працездатності ШВ можна виділити методики, що працюють на рівні АП: система ТОКАТА [19] і АП, яка приведена в роботі F.M.Stansfield. Система ТОКАТА, яка на жаль застаріла і не отримала подальшого розвитку, дозволяла проектувати ГСП по статичних деформаціях від сил

різання і від приводу з урахуванням податливості шпинделя і перекосів в опорах. Вона припускала розвиток шляхом введення програм по конструктивних схемах ГСП. Система F.M.Stansfield по суті є аналогом попередньої за структурою. Вона працює в діалоговому режимі, є програма «ГСП», що включає моделі підшипників п'яти типів.

Представляє інтерес АП [19] загального призначення, в якій реалізується принцип вільного програмування, концепція формування єдиної програм з окремих модулів; автори вважають, цей процес не піддається повній автоматизації. Характерною особливістю її є наявність пошукової програми, що працює в діалоговому режимі, і проміжної обмінної інформації на рівні зовнішньої пам'яті.

При проектуванні і дослідженні ГСП в даний час в основному використовуються детерміновані моделі.

Проведений огляд показав наступне:

- розроблено ММ практично всіх відомих конструктивних варіантів ГСП;
- в переважній більшості для наявних ММ не приводиться оцінок достовірності моделей;
- є оцінки погрішностей від введення ряду допущень розрахунку і не обліку погрішностей, проте ММ, що враховують усі чинники в комплексі, ні;
- ММ ГСП включають (або мають на увазі) моделі елементів, що дроселюють, але структурно не виділяються.

Незважаючи на очевидні переваги ГСП, впровадження їх, як опор шпинделів верстатів, не можна рахувати задовільним. Тому є кілька причин, які висвячені у ряді публікацій, присвячених практичній реалізації результатів теоретичних досліджень [19]:

- 1) необхідність додаткового обладнання у вигляді гідростанції та інших приладів живлення і охолодження ГСП;
- 2) високі вимоги щодо обслуговування і культури експлуатації;
- 3) високі вимоги щодо точності і якості обробки деталей і складання ШВ з ГСП.

Особливо важливим є останній фактор. До того ж значну кількість розрахункових параметрів ГСП не можна вважати:

1) сталими, оскільки в процесі роботи ШВ трапляються температурні деформації, напрямки і величини котрих частіше непередбачені, деформації від сил різання і дисбалансу, зміна фізико-механічних характеристик мастила та ін.;

2) точно визначеними, оскільки після збирання вузла їх практично не можна точно визначити (реальні величини зазорів, гідравлічних опорів дроселюючих приладів та ін.).

Таким чином, складається парадоксальна ситуація – еволюція моделювання ГСП йде шляхом удосконалювання і ускладнення їх ММ, проте практично неможливо забезпечити точне значення чинників цих моделей при виготовленні і експлуатації вузлів. Багато спроб впровадження ШВ з ГСП мабуть з цієї причини закінчувалися невдачею. Мабуть ці ж міркування є основними, чому до цього часу конструкції шпindelних ГСП навіть не уніфіковані. Виключенням може слугувати лише досвід відомої фірми SKF [17], яка встановила ряд типорозмірів ГСП. Проте цей підхід не отримав подальшого розвитку.

1.3 Висновки і задачі дослідження

На підставі проведеного огляду і аналізу сучасного стану розрахунків і прогнозування параметричної надійності шпindelних ГСП ставляться наступні задачі дослідження:

1. Розробити методичне й програмне забезпечення розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпindelних ГСП .

2. Розробити математичне й програмне забезпечення розрахунку характеристик шпindelних ГСП методом статистичних прогонів, на моделях, які враховують погрішності їх виготовлення і збирання.

3. Перевірити адекватність розроблених моделей і програмного забезпечення за даними експериментальних досліджень.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МЕТОДИЧНОГО Й ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РОЗРАХУНКУ І ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ШПИНДЕЛЬНИХ ГСП

2.1 Методика розрахунків характеристик шпиндельних ГСП

2.1.1 Конструкції шпиндельних ГСП

Гідростатичні опори, вживані в ШУ, володіють цілими поряд важливих для верстатобудування переваг. Вони забезпечують виключно високу точність обертання, мають практично необмежену довговічність унаслідок відсутності зношування, володіють вельми високою здатністю навантаження у всьому діапазоні частот обертання. Висока демпфуюча здатність гідростатичних підшипників забезпечує хорошу вібростійку верстата, дозволяючи отримувати відмінну якість поверхні обробленої деталі і великі швидкості різання. Крім того, гідростатичні підшипники застосовують як приводи мікропереміщень, для фіксації шпінделів, як датчики в системах адаптивного управління і для інших цілей. Гідростатичний підшипник (ГСП) - це підшипник рідинного тертя, тиск в робочому шарі змащувальної рідини якого створюється джерелами живлення, що розташованими поза підшипником і працюють незалежно від нього.

Зі всіх типів гідростатичних підшипників можна виділити два основних: циліндрові (радіальні) і упорні підшипники (підп'ятники).

Циліндрові підшипники виконують з рівномірно розташованими по колу кишнями, в кожен з яких від джерела живлення через пристрій, що дроселює, подається змащувальна рідина під тиском, за рахунок чого утворюється підйомна сила і вал спливає. Під зовнішнім навантаженням вал займає ексцентричне положення щодо втулки. Утворюється різниця у висоті робочих зазорів, через які втікає змащувальний матеріал з різних кишень, а отже, змінюються і гідравлічні опори на виході з кишень. Це приводить, за наявності гідравлічних опорів дроселів

на вході в кишені, до зміни тиску в кожній кишені: результуюча тиску врівноважує зовнішнє навантаження і повертає вал в початкове центральне положення. Тертя із змащувальним матеріалом має місце не тільки в сталому режимі, але і під час пуску і зупинення.

Обертання шпинделя в гідростатичних опорах - вельми складний процес, що супроводжується появою статичної під ємної сили, сили демпфування, гідродинамічного ефекту, вихрового (планетарного) руху шпинделя, а також нагрівом змащувальної рідини і її стисливостю із-за наявності в ній нерозчиненого повітря.

Оскільки в гідростатичній опорі мають місце всі явища, спостережувані порізно в інших типах опор при процесах різної швидкості, то вона є найбільш загальним випадком опор шпинделів ковзання, а її математична модель - найбільш загальну і універсальну і з неї шляхом трансформації або спрощення можуть бути отримані моделі гідродинамічної і газостатичної опор.

Існують ГСП без пристроїв, що дроселюють, на вході в кишені, коли змащувальний матеріал в кожную кишеню підводять від власного джерела живлення. Така система носить назву «насос – кишеня» і її застосовують у великогабаритних підшипниках [15].

Для гідростатичного розвантаження валів застосовують незамкнуті гідростатичні підшипники, в яких втулка з несучими кишенями охоплює вал тільки з одного боку [16].

Конструкції гідростатичних підшипників вельми різноманітні. У основу їх класифікації (рис. 2.1) покладений характер сприйманого ними навантаження і вже потім решта ознак.

Радіальні підшипники застосовують трьох типів:

1) циліндрові підшипники з пристроями, що дроселюють, на вході в кожную кишеню. Вони можуть бути виконані без дренажних канавок між кишенями (рис. 2.2, а) або з дренажними канавками (рис. 2.2, б). Перевага віддається першою, як що має меншу витрату змащувальної рідини;

2) підшипники з тим, що внутрішнім дроселює - дроселі утворені щілинами між поверхнями валу і втулки, протилежними поверхням, утворюючим опори на виході з кишені (рис. 2.2, в). Опір внутрішніх дроселів автоматично регулюється під дією зворотних зав'язків з переміщення валу і тиску змащувальної рідини в кишені. Жорсткість такого підшипника вища, ніж звичайного підшипника з незалежними від навантаження вхідними дроселями;

3) підшипники ступінчастого типу - гідростатична підйомна сила виникає в них за рахунок того, що нелінійного дроселює потоку змащувальної рідини в робочому зазорі. У цих опорах із збільшенням частоти обертання валу істотно збільшується гідродинамічна підйомна сила. Частота обертання валу практично не впливає на висоту спливання. Ступінчастими можуть бути як втулка, так і вал. Для збільшення здатності навантаження в заданому напрямі поверхні ступеня і виступу виконуються ексцентричними.

Радіально-упорні підшипники виконують комбінованими, конічними і сферичними (див. рис. 2.1). Вони сприймають осьове навантаження як в одному напрямі (односторонні), так і в обох (двосторонні).

Комбіновані підшипники виконують з дренажем між упорною і радіальною частинами або без дренажу. Перші можуть мати або не мати дренажу між кишенями. Другі мають декілька різновидів. Радіальна і упорна частини можуть мати самостійні підводи змащувального матеріалу або ж підвід в упорний підшипник може здійснюватися через радіальний. Підшипники цього типу виконують двосторонніми. Кишені упорного підшипника можуть виконати у вигляді одного або двох поясоків. Комбіновані підшипники без дренажу між упорною і радіальною частиною і загальним живленням відрізняються меншою витратою змащувальної рідини. Радіальна частина комбінованого підшипника може бути виконана з тим, що внутрішнім дроселює.

Конічні підшипники виконують як односторонніми (див. рис. 2.2, і), так і двосторонніми (див. рис. 2.1). Конусність підшипників може бути різною залежно

від їх призначення і співвідношення радіального і осьового навантажень, що діють. Технологія їх виготовлення складніша, ніж комбінованих.

Сферичні підшипники виконують в основному односторонніми. Їх застосовують у важко навантажених машинах, коли перекося валів значні. Відрізняються складною технологією виготовлення.

Наполегливі підшипники (підп'ятники) виконують трьох типів: з кільцевою камерою, багатокамерними і ступінчастими. Підп'ятники з кільцевою камерою ділять на два види: з підведенням змащувального матеріалу в кільцеву кишеню (див. рис. 2.2, *e*) і з центральним підведенням змащувального матеріалу (див. рис. 2.2, *д*).

Перші характеризуються великою витратою змащувального матеріалу і декілька більшою здатністю навантаження. Другі частіше застосовують в комбінованих підшипниках. Багатокамерні підп'ятники застосовують у важко навантажених вузлах. Їх відрізняють більша витрата змащувальної рідини, складніша технологія виготовлення, а також можливість незалежного регулювання тиску в кожній кишені, що іноді є перевагою. Виконують з дренажем між кишнями і без нього.

У ступінчастих гідростатичних підп'ятників (див. мал. 2.2, *же*, *з*) що нагнітається під тиском ноток мастильної рідини дроселює в робочому зазорі опори. При однаковому тиску рідині, що підводиться, мають велику здатність навантаження, чим підп'ятники з постійними зовнішніми дроселями.

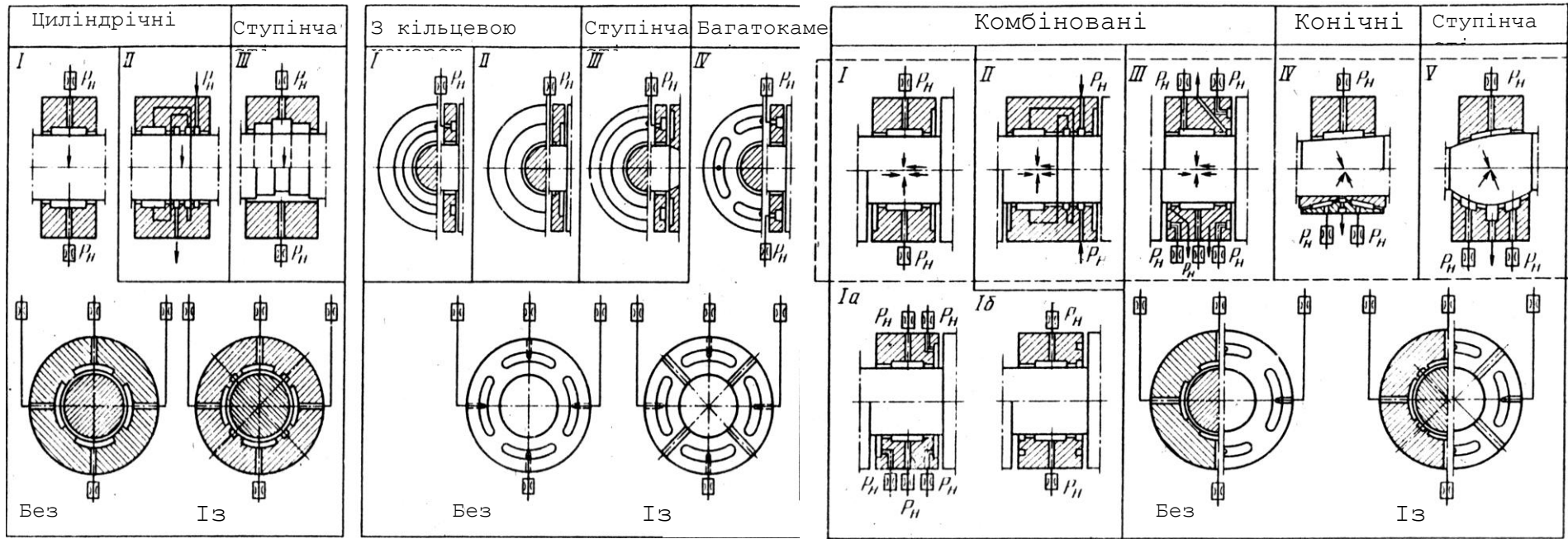


Рис. 2.1 – Класифікація ГСП: *a* – радіальні: *I* – циліндрові прості; *II* – циліндрові з тим, що внутрішнім дроселює; *III* – ступінчасті; *б* – упорні: *I* – з кільцевою камерою і підведенням в кишеню; *II* – з кільцевою камерою і з центральним підведенням; *III* – ступінчасті; *IV* – багатокамерні; *у* – радіально-упорні: *I* – комбіновані без дренажу між напольгливою і радіальною частиною; (*Ia* – роздільне живлення при одному або декількох напольгливих поясочках; *Iб* – загальне живлення при одному або декількох урорних поясочках); *II* – комбіновані з тим, що внутрішнім дроселює; *III* – комбіновані з дренажем між упорною і радіальною частинами; *IV* – конічні; *V* – сферичні

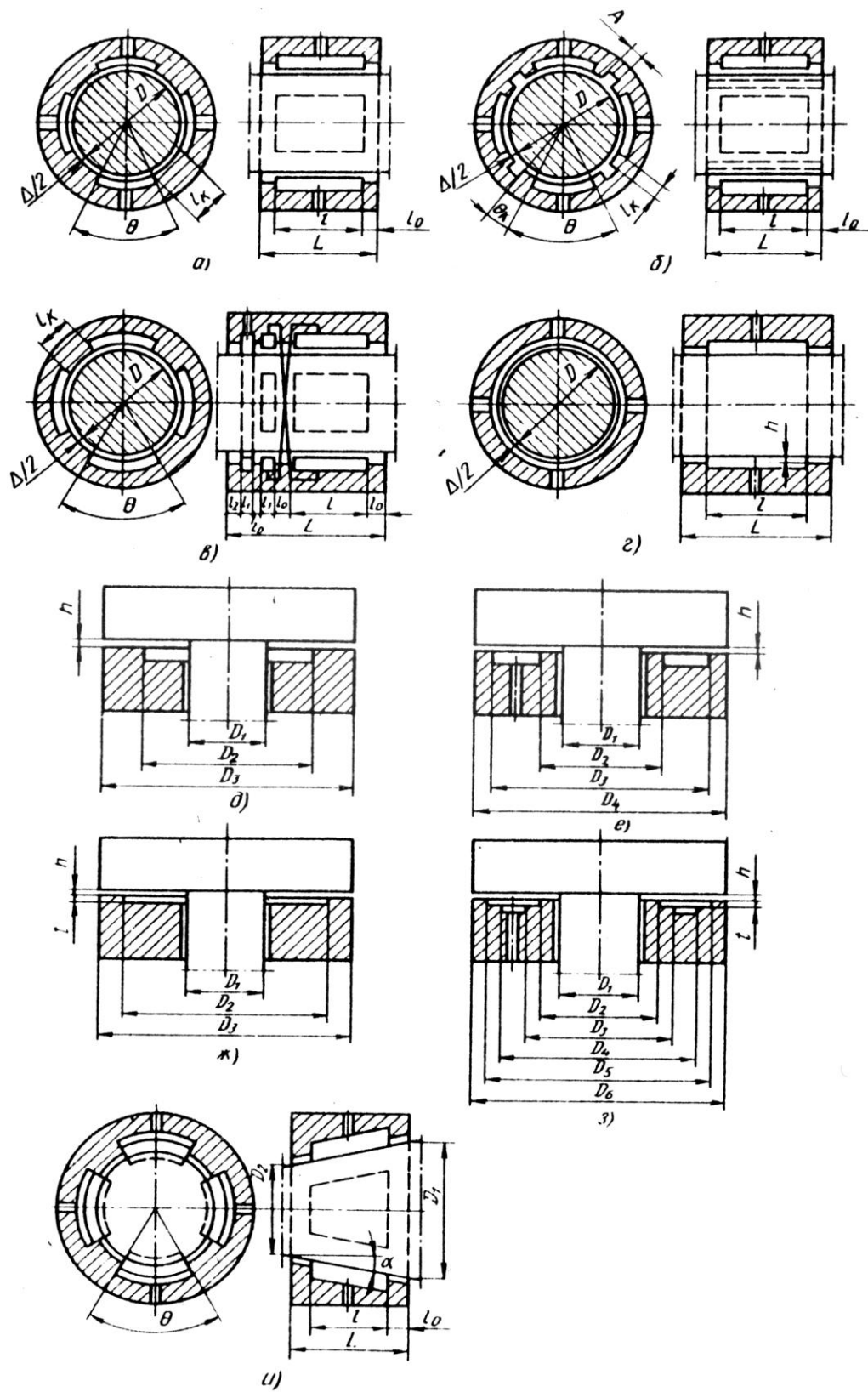


Рис. 2.2 – Конструкції гідростатичних підшипників шпинделів: *a - з* – радіальні; *д - з* – упорні; *и* – конічний

Крім описаних існує ще ряд різновидів ГСП. Проте, вони або мають не істотні відмінності від описаних, або їх застосовують у ШВ вкрай рідко. Такі конструкції підшипників не увійшли до даної класифікації. Шпиндель прецизійного токарно-гвинторізного верстата, встановлений на гідростатичних опорах, показаний на рис. 2.3.

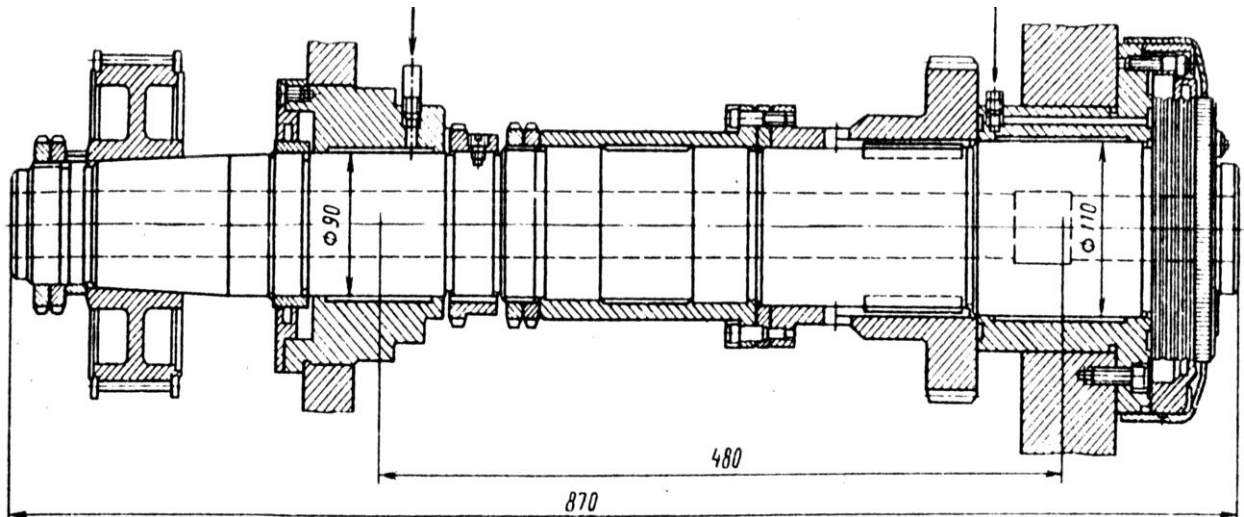


Рис. 2.3 – Шпиндель з ГСП прецизійного токарно-гвинторізного верстата

2.1.2 Моделі розрахунку шпиндельних ГСП

Здатність навантаження ГСП визначає в першу чергу його ефективна площа A_{ef} , яка в загальному вигляді є [6] :

$$A_{ef} = \frac{1}{p_k} \int p dA, \quad (2.1)$$

де p_k - тиск в кишнях опори. Мпа; p - поточне значення тиску на поверхні опори, Мпа; A_{ef} – площа опори, що сприймає навантаження.

Робочі формули для визначення значень A_{ef} приведені в табл.2.1.

Значення параметрів підшипника - діаметрів D_i , довжини L , ширини перемички l_0 , що обмежує кишні в осьовому напрямі, і ширини перемички l_k між кишнями встановлюють залежно від призначення проектованого вузла. У практиці для радіальних гідростатичних підшипників $L = (0,8 \dots 1,4)D$; $l_0 =$

$(0.08...0.20)D$, проте проектувальник може змінити межі вказаних значень. При поширених співвідношеннях: $L = D$, $l_0=0.8D$; $l_k = 0,15D$ зручно користуватися виразом $A_{ef}= 0,06D^2$.

Число кишень в радіальному ГСП приймають $z \geq 4$. Чим більше z , тим вище жорсткість. По технологічних міркуваннях в ШВ легких і середніх верстатів приймають $z = 4$. У важких верстатах $z > 6$. Упорні підшипники з декількома кишнями застосовують у разі великих габаритних розмірів вузла, і число кишень приймають $z = 8 \dots 24$ відповідно до рекомендацій, приведених в роботі [40].

Первинне значення робочого зазору Δ_0 (или h_0), мм, для змащувальної рідини з коефіцієнтами динамічної в'язкості $\mu = 5...50$ мПа·с (масла И-5А, И-12А, И-20А) і при тиску джерела живлення $p_H = 2...5$ МПа для радіальних підшипників зручно визначати по формулі $\Delta_0=0,8 \cdot 10D$. Для упорних підшипників з D в діапазоні 50 - 2000 мм приймають $h = 0,01...0,05$ мм.

У підшипників ступінчастого типу відповідно приймають $t = \Delta/2$ и $t = h$.

Здатність навантаження підшипника визначають як

$$P = p_H A_{ef} C(\varepsilon, k_1), \quad (2.1)$$

де $C(\varepsilon, k_1)$ - функція, залежна від відносного зсуву валу в опорі і геометричних параметрів опори. Умови роботи гідростатичних опор такі, що зсуви валу в опорі обмежені або з міркувань прецизійності, або по умові збереження здатності навантаження (обмежується значення величини перекосу валу в опорі). Як показали численні дослідження, цьому повністю відповідає умова $0 < \varepsilon < 0,35$, при виконанні якого з достатньою для технічних розрахунків точністю можна прийняти $C(\varepsilon, k_1) = 3/2\varepsilon$.

Жорсткість гідростатичного радіального підшипника, Н/мм

$$j = 3 p_H A_{ef} / \Delta. \quad (2.2)$$

Для малих значень відносного ексцентриситету $\varepsilon < 0,35$ вона може бути оцінена виразом

$$j = 1,5 D^2 p_H / \Delta .$$

Жорсткість упорних підшипників для малих зсувів

$$j = 1,5 p_H A_{ef} / h_0. \quad (2.3)$$

Жорсткість j гідростатичного підшипника приймають з урахуванням балансу жорсткості всього проектуваного вузла. Жорсткість повинна бути соизмерима з жорсткістю шпинделя, втулки і зв'язаних з нею деталей. Як правило

$$J > 50 \cdot 10^4 \text{ Н/мм.}$$

Витрату змащувального матеріалу, необхідну для забезпеченні функціонування підшипника, визначають відомим з класичної гідравліки виразом

$$Q = \frac{p_H h^3 B}{12 \mu l_0} p_k$$

(l_0 - довжина і B - ширина щілині, через яку протікає масло). Робочі формули для визначення витрати Q (мм³ /с) у гідростатичних підшипниках (див. рис. 2.2) приведені у табл. 2.1.

Демпфування в загальному випадку має три складові:

- демпфування, що виникає в тонкому шарі змащувального матеріалу при періодичному зближенні змащувальних поверхонь, внаслідок чого ув'язнений в зазорі між ними шар масла видавлюється і реакція масляного шару, що виникає при цьому, є силою демпфування;

- демпфування в системі нагнітання, обумовлене наявністю в цій системі гідравлічних опорів (дроселя і робочого, зазору опори), гальмуючі динамічний рух в'язкої рідини;

- демпфування, що виникає при періодичному відносному ковзанні змащувальних поверхонь без їх зближення.

Таблиця 2.1 – Статичні характеристики гідростатичних підшипників

| Рисунок | Ефективна площа підшипника $A_{эф}, \text{мм}^2$ | Витрата рідини через підшипник $Q, \text{мм}^3/\text{с}$ |
|---------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1 | 2 | 3 |
| 2.2, а | $A_{эф} = D \frac{\pi}{\sin 4} (l \cdot l_0)$ | $Q = 0.102 \cdot 10^8 \frac{\rho_n \Delta^3}{\mu} \frac{\pi D}{l_0}$ |
| 2.2, б | $A_{эф} = D \frac{\theta}{\sin 4} (l \cdot l_0)$ | $Q = 0.83 \cdot 10^8 \frac{\rho_n \Delta^3}{\mu} \times$ $\times \frac{\left[l l_0 + \frac{D^2}{4} \theta \theta_k \right]}{D \theta_k l_0}$ |
| 2.2, в | $A_{эф} = D \frac{\pi}{\sin 4} (l \cdot l_1)$ | $Q = 0.16 \cdot 10^8 \frac{\rho_n \Delta^3}{\mu} \times$ $\times D \left[\frac{2}{l_2} + \frac{1}{l_0} \right]$ |
| 2.2, г | $A_{эф} = D \frac{\pi}{\sin 4} L \times$ $\times \frac{2t}{\Delta} \frac{l}{L-l} \times$ $\times \frac{\left[1 + \frac{2t}{\Delta} \right]^2}{\left[\frac{l}{L-l} + \left[1 + \frac{2t}{\Delta} \right]^3 \right]^2}$ | $Q = 1.3 \cdot 10^8 \frac{\rho_n \Delta^3}{\mu} \times$ $\times \frac{D}{L-l \left[1 - \frac{1}{\left[1 + \frac{2t}{\Delta} \right]^3} \right]}$ |

| 1 | 2 | 3 |
|--------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 2.2, д | $A_{\text{эф}} = \frac{\pi}{8} \frac{D_3^2 - D_2^2}{\ln(D_3/D_2)}$ | $Q = 0.51 \cdot 10^9 \frac{\rho_n h^3}{\mu} \times$ $\times \frac{1}{\ln(D_3/D_2)}$ |
| 2.2, е | $A_{\text{эф}} = \frac{\pi}{8} \left[\frac{D_4^2 - D_3^2}{\ln(D_4/D_3)} - \frac{D_2^2 - D_1^2}{\ln(D_2/D_1)} \right]$ | $Q = 0.51 \cdot 10^9 \frac{\rho_n h^3}{\mu} \times$ $\times \left[\frac{1}{\ln \frac{D_4}{D_3}} + \frac{1}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \right]$ |
| 2.2, ж | $A_{\text{эф}} = \frac{\pi}{8} \frac{t}{h} \left(1 + \frac{t}{h} \right)^2 \rightarrow$ $\rightarrow \frac{\left[D_3^2 - D_2^2 \right] \times}{\left[\ln \frac{D_2}{D_1} + \right.}$ $\left. \times \ln \frac{D_2}{D_1} + \left[D_2^2 - D_1^2 \right] \ln \frac{D_3}{D_2} \right]^2}$ $\rightarrow \frac{\left[D_3^2 - D_2^2 \right] \times}{\left[\ln \frac{D_2}{D_1} + \left(1 + \frac{t}{h} \right)^3 \ln \frac{D_3}{D_2} \right]^2}$ | $Q = 0.51 \cdot 10^9 \frac{\rho_n h^3}{\mu} \times$ $\times \frac{\left(1 + \frac{t}{h} \right)^3}{\ln \frac{D_2}{D_1} + \left(1 + \frac{t}{h} \right)^3 \ln \frac{D_3}{D_2}}$ |

| 1 | 2 | 3 |
|-------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>2.2, 3</p> | $A_{\text{эф}} = \frac{\pi t}{8h} \left[1 + \frac{t}{h} \right]^2 \times$ $\times \left\{ \frac{(D_6^2 - D_5^2) \ln \frac{D_5}{D_4}}{\left[\left(1 + \frac{t}{h} \right)^3 \ln \frac{D_2}{D_5} + \frac{(D_5^2 - D_4^2) \ln \frac{D_6}{D_5} + \ln \frac{D_5}{D_4} \right]^2} + \right.$ $\left. + \frac{(D_3^2 - D_2^2) \ln \frac{D_2}{D_1}}{\left[\left(1 + \frac{t}{h} \right)^3 \ln \frac{D_2}{D_1} - \frac{(D_2^2 - D_1^2) \times}{\left[\left(1 + \frac{t}{h} \right)^3 \ln \frac{D_3}{D_2} \right]^2} \right]^2} \right\}$ $\rightarrow \frac{\times \ln \frac{D_3}{D_2}}{\left[\left(1 + \frac{t}{h} \right)^3 \ln \frac{D_3}{D_2} \right]^2}$ | $Q = 0.51 \frac{\rho h^3}{\mu} \times$ $\times \left[1 + \frac{t}{h} \right]^3 \times$ $\times \left[\frac{1}{\left[\left(1 + \frac{t}{h} \right)^3 \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{D_3}{\ln \frac{D_3}{D_2}} - \frac{1}{\left(1 + \frac{t}{h} \right)^3 \ln \frac{D_6}{D_5}} + \frac{D_5}{\ln \frac{D_5}{D_4}} \right]} \right]$ |

На першу складову демпфування, що виникає в тонкому шарі змащувальної рідини на перемичках, що обмежуються кишені підшипника, при періодичному зближенні валу і втулки із швидкістю v доводиться 80 %.

У основу розрахунку сил демпфування покладені наступні загальноприйняті при рішенні завдання такого роду допущення: потік змащувальної рідини в зазорі є нестискуваним, ламінарним і має постійну в'язкість; сили інерції рідини нехтує малі в порівнянні з силами тиску і тертя; жорсткість валу і втулки велика, і їх деформаціями і перекосами на довжині опори можна нехтувати.

Силу опору в радіальній опорі при концентричному положенні валу ($\varepsilon = 0$) визначають інтеграцією тиску по перетину і по довжині підшипника:

$$F = \int_{\theta} \int_L p(\theta, L) R d\theta dL. \quad (2.4)$$

Для вирішення за початкових взяті рівняння Нав'є - Стокса для в'язкої нестискуваної рідини за відсутності масових сил. Після оцінки порядку членів рівнянь інтеграції і деяких перетворень отримуємо вираз для визначення сил опору в радіальному гідростатичному підшипнику з довільною шириною перемичок між кишенями:

$$F = LD \left[p_k + \frac{24\mu D^2}{\Delta^3} v \left[\frac{\pi/2 + \theta_1 - \theta_2}{2} - \frac{\sin 2\theta_1 - \sin 2\theta_2}{4} + \frac{\cos^2 \theta_2}{\frac{\pi}{2} - \theta_2} \right] \right]. \quad (2.5)$$

У виразі (2.5) складова сили опору, пропорційна швидкості v зближення поверхонь, і є силою демпфування. Епюра сил демпфування для чотирьох - кишенькового підшипника у разі, коли вектор швидкості v направлений на середину перемички між кишенями, показана на рис. 2.4.

Сила демпфування на перемичках, що обмежують кишені в осьовому напрямі, може бути з достатньою для інженерних розрахунків точністю визначена вираженому

$$F_D = 16\mu D^3 v l_0 / \Delta^3. \quad (2.6)$$

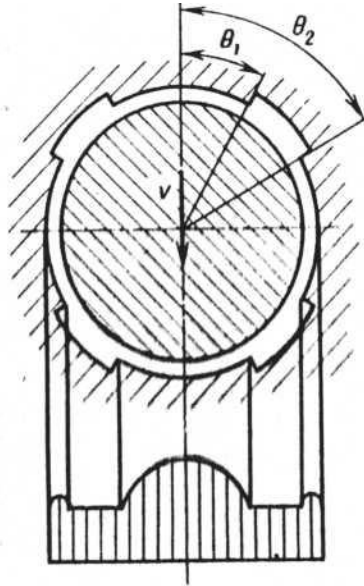


Рис. 2.4 – Сила опору в гідростатичній опорі при зсуві валу на середину перемички між кишенями

Приведені вище рівняння виконані для випадку, коли вектор швидкості v направлений на середину перемички між кишенями. У загальному випадку, коли вектор v направлений по відношенню до перемички під довільним кутом φ , змінюються граничні умови. Значення функції $f(\theta)$ у виразі (2.5) для циліндричних підшипників з числом кишень, відмінним від чотирьох, або для підшипників з дренажем між кишенями отримують шляхом підстановки відповідних граничних умов. З урахуванням того, що $F_D = \zeta v$, отримані робочі формули (табл.2.2) для розрахунку коефіцієнтів демпфування для найбільш поширених конструкцій радіальних гідростатичних підшипників (див. рис. 2.2), де D_i , Δ , h , t , l_i - в мм; μ - в мПа·с; θ_k , φ - в рад. При обчисленні сили демпфування F_D швидкість v вимірюють в мм·с⁻¹.

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта демпфування гідростатичних підшипників

| Тип підшипника | Рисунок | Коефіцієнт демпфування ζ , Н·с/мм |
|----------------|---------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1 | 2 | 3 |
| Радіальний | 2.2, а | $\xi = 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta^3} \left[l \theta_{\kappa} (\cos \varphi + \sin \varphi) + 1,33 l_0 \right]$ |
| | 2.2, б | $\xi = 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta^3} \left[1,33 l \theta_{\kappa} (\cos \varphi + \sin \varphi) + 1,2 l_0 \right]$ |
| | 2.2, в | $\xi = 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta^3} \left[\left[l + l_1 \right] \theta_{\kappa} (\cos \varphi + \sin \varphi) + l_{\text{д}} + l + 0,67 l_0 \right]$ |
| | 2.2, г | $\xi = 12 \cdot 10^{-9} \mu D^3 \left[\frac{l}{l^3} + 0,67 \frac{l_0}{\Delta^3} \right]$ |

| 1 | 2 | 3 |
|------------|--------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Радіальний | 2.2, д | $\xi = 0,3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^3} \left[D_3^4 - D_2^4 \right]$ |
| | 2.2, е | $\xi = 0,3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^3} \left[D_4^4 - D_3^4 + D_2^4 - D_1^4 - \frac{\left(D_4^2 - D_3^2 + D_2^2 - D_1^2 \right)^2}{\ln \frac{D_4 D_2}{D_3 D_1}} \right]$ |
| | 2.2, ж | $\xi = 0,3 \cdot 10^{-9} \mu \left[\frac{D_3^4 - D_2^4}{h^3} + \frac{D_2^4 - D_1^4}{t^3} \right]$ |
| Упорний | 2.2, з | $\xi = 0,3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^3} \left[D_6^4 - D_5^4 + D_2^4 - D_1^4 - \frac{\left(D_6^2 - D_5^2 + D_2^2 - D_1^2 \right)^2}{\ln \frac{D_6 D_2}{D_5 D_1}} \right] + 0,3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{t^3} \times$ |
| | | $\times \left[D_5^4 - D_4^4 + D_3^4 - D_2^4 - \frac{\left(D_5^2 - D_4^2 + D_3^2 - D_2^2 \right)^2}{\ln \frac{D_5 D_3}{D_4 D_2}} \right]$ |

| 1 | 2 | 3 |
|---------|---------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Упорний | 2.2, ϵ (кількість кишенів z) | $\xi = 0,3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^3} \left[D_4^4 - D_3^4 + D_2^4 - D_1^4 + \left(1 - \frac{z\theta_k}{2\pi} \right) (D_3^4 - D_2^4) - \frac{(D_4^2 - D_3^2 + D_2^2 - D_1^2)}{\ln \frac{D_4 D_2}{D_3 D_1}} \right]$ |

Все вищевикладене відноситься до випадку концентричного розташування валу у втулці, коли $\epsilon \neq 0$. Зазвичай же має місце ексцентриситет валу, тоді змінюється і значення сили демпфування, що є функцією відносного ексцентриситету ϵ . У загальному випадку, коли $\epsilon \neq 0$, схема рішення задачі повністю зберігається.

Сила демпфування, пропорційна швидкості зближення поверхонь, зростає нелінійно із збільшенням ексцентриситету. Отже, в гідростатичних опорах її не можна приймати постійною, а вважати такою, що її змінюється лінійно можна тільки при малих значеннях переміщень рухомої частини опори, що характеризуються значеннями відносного ексцентриситету $\epsilon < 0,3 \dots 0,4$.

Аналіз результатів чисельних рішень показав, що для значень швидкостей $v < 10$ м/с і малих ($\epsilon < 0,35$) значень ексцентриситету функцію сили демпфування, змащувальній рідині, що виникає в тонкому шарі, на перемичках, що обмежують кишені, допустимо апроксимувати виразом

$$F_{д,\epsilon} = F_{д,\epsilon=0} (1 + \epsilon \sqrt{2}), \quad \epsilon \leq 0,35. \quad (2.7)$$

При цьому помилка не перевищує 3% при $\epsilon < 0,2$ і 7% при $\epsilon = 0,35$ (для значень $v < 10^2$ м/с).

Силу демпфування для упорних підшипників (підп'ятників) визначають інтеграцією тиску за площею диска

$$F_A = \int_A p dA. \quad (2.8)$$

Інтегрування виразу (2.8) з відповідною підстановкою граничних умов дає можливість отримати робочі формули для обчислення коефіцієнтів демпфування (див. табл. 2.2) в найбільш поширених конструкціях гідростатичних підп'ятників (див. рис. 2.2).

Гідродинамічна сила з'являється на перемичках, що обмежують кишені, при обертанні шпинделя:

$$F_r = \mu n = \frac{D}{\Delta^2} l^2 LC_r(\varepsilon, k_2). \quad (2.9)$$

Вона може у декілька разів перевищувати статичну підйомну силу, а в радіальних підшипниках за певних умов і силу демпфування. Гідродинамічна сила істотно впливає на точність і вібростійкість ШВ. Функція $C_r(\varepsilon, k_2)$ у виразі (2.9) залежить від відносного ексцентриситету і геометричних параметрів k_2 опори. Значення функції C_r приймають по номограмах, приведених в [17] і розрахованим по залежностям [17]. При $\varepsilon < 0,35$ и $l = (0,8...1,2)D$ $C_r = 0,2...0,4$.

Вихровий (планетарний) рух, коли вісь шпинделя, що обертається, рухається навколо осі втулки з кутовою швидкістю $\Omega = k/2$, специфічно для гідростатичних підшипників і викликано силами, що обертають, і силами інерції. Вихровий рух може бути синхронним або швидкісним для дробу (коефіцієнт кратності вихрив [7] $k = 1, 2 \dots$). Найбільш типовий напівшвидкісний вихор, коли $k = 2$. Вихровий рух шпинделя, викликає перекачування змащувальної рідини з кишені в кишеню. Середнє значення оновлюючої сили, прагнучої повернути вісь в центральне положення

$$F_B = m(\omega/k)^2 C_B(\varepsilon, k_3), \quad (2.10)$$

де функція $C_B(\varepsilon, k_3)$ залежить від відносного ексцентриситету ε і геометричних параметрів опори k_3 . При $L = (0,8...1,2)D$, $l_0 = (0,08...0,12)D$ і $\varepsilon < 0,35$ можна з точністю, що задовольняє інженерним розрахункам, приймати значення функції $C = e/2$ (e - значення абсолютного ексцентриситету).

Гіроскопічний момент в ШВ слід враховувати, як показали результати експериментів, починаючи із значень показника $Dn > 0,5 \cdot 10 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$. В результаті вимушеного прецессионного руху на опори шпинделя діє пара сил, яку визначають за правилом Н.Е. Жуковського:

$$F_{\text{гир}} = J \omega \omega_{\text{пр}} \frac{1}{b}, \quad (2.11)$$

де $\omega_{\text{пр}}$ - кутова швидкість прецесії; b - міжопорна відстань; J - момент інерції.

Для прогнозування значень переміщень переднього кінця шпинделя в гідростатичних опорах необхідно описати рух його шийок.

Рух шийки шпинделя під дією радіальних складових зовнішнього навантаження $F_{R_x}(\tau)$ і $F_{R_y}(\tau)$ описують системою уравнений (при справедливих для гідростатичних опор допущеннях про малостях відносного ексцентриситету e і безрозмірній швидкості $\omega^{-1} (de/dt)$, порядок трохи якої співпадає з порядком e):

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= F_{R_x}(\tau) + F_{\rho_x}(x, y, \dot{x}, \dot{y}); \\ m\ddot{y} &= F_{R_y}(\tau) + F_{\rho_y}(x, y, \dot{x}, \dot{y}). \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

де m - маса шпинделя; F_{ρ_x} і F_{ρ_y} - складові результуючої сили тиску; x і y - зсуви шийки шпинделя, що становлять, в опорі по осях X і Y ; \dot{x} і \dot{y} - швидкості зсуву шпинделя, що становлять (рис. 2.5).

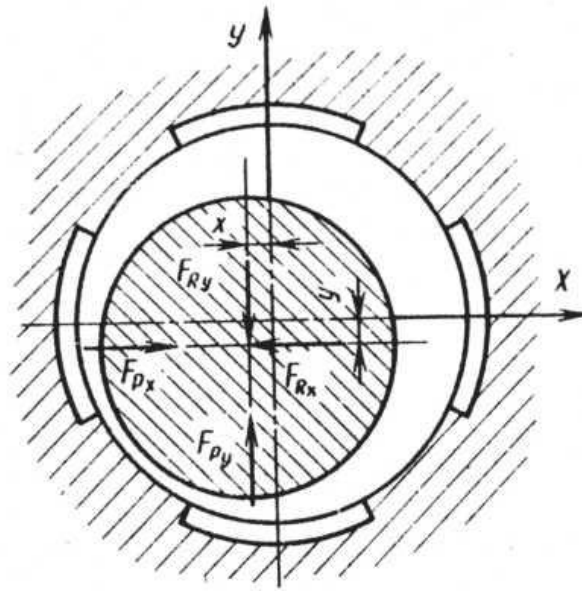


Рис. 2.5 – Зсув шийки шпинделя під дією зовнішнього навантаження

Виражаючи складові F_{P_x} і F_{P_y} через тиск в кишнях, аналізуючи порядок величин членів що входять в систему і провівши певні перетворення відповідно до рекомендацій роботи [9], отримаємо в результаті виразу для сил реакції, що становлять, в опорі:

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} F_{P_x} \\ F_{P_y} \end{Bmatrix} &= - \frac{\frac{3}{2} D [l + l_0] z}{\frac{\pi}{z} \sin^2 \left[\frac{\pi}{z} \right] + \frac{[l + l_0] l_0}{D l_k}} \times \\ &\times \left[\frac{p_n}{2\Delta} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \frac{\mu [l + l_0] l_0}{[\Delta/2]^3} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \right]. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Коефіцієнти при x і y у виразі (2.13) є жорсткістю, а коефіцієнти при \dot{x} і \dot{y} - коефіцієнтами демпфування. З виразу (2.13) витікає також, що складова F_{P_x} залежить тільки від складових x - зсуву і \dot{x} - швидкості, а відповідно F_{P_y} тільки від

у і \dot{y} . Остання обставина дозволяє записати початкові рівняння руху (2.12) у вигляді

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + \xi\dot{x} + j_{ст}x &= F_{R_x}(\tau); \\ m\ddot{y} + \xi\dot{y} + j_{ст}y &= F_{R_y}(\tau). \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

де ξ - коефіцієнт демпфування; $j_{ст}$ - статична жорсткість.

У ряді випадків необхідно враховувати стисливість змащувальної рідини, обумовлену різким зростанням коефіцієнта стисливості при збільшенні відсотка змісту нерозчиненого повітря, що особливо сильно виявляється при малих значеннях тиску ($p < 0,5$ МПа).

Облік стисливості приводить до появи додаткового члена в рівняннях балансу витрати, що відбиває зміну об'єму змащувальній рідині із зміною тиску. Систему рівнянь (2.14) трансформують до рівнянь, що описують рух шпінделя в опорі під дією зовнішнього навантаження F_R :

$$\begin{aligned} \zeta m \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + m \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \zeta \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + j_{ст} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \\ + j_B \begin{Bmatrix} y \\ x \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} F_{R_x} \\ F_{R_y} \end{Bmatrix} + \zeta \begin{Bmatrix} \frac{dF_{R_x}}{d\tau} \\ \frac{dF_{R_y}}{d\tau} \end{Bmatrix}. \end{aligned} \quad (2.15)$$

У системі рівнянь (2.15): $j_{ст}$ - статична складова жорсткості за відсутності обертання шпінделя; j_B - складова жорсткості, обумовлена його обертанням; ζ - приведений коефіцієнт стисливості, пропорційний коефіцієнту стисливості α .

Система рівнянь (2.15) володіє симетрією, достатньою для того, щоб звести її до одного рівняння для комплексного ексцентриситету $E = x + iy$. Для цього друге

рівняння системи множують на уявну одиницю i і підсумовують з першим рівнянням:

$$\zeta m \ddot{E} + m \dot{E} + \xi \dot{E} + (j_{CT} - ij_B) E = F + \zeta dF / d\tau, \quad (2.16)$$

де $F = F_{R_x} + i \cdot F_{R_y}$ - комплексне навантаження на шпindelь.

Запис в комплексній формі істотно спрощує вирішення рівнянь руху шпинделя і їх аналіз. Повернення до початкових змінних ПРОВОДЯТЬ по формулах:

$$x = \operatorname{Re} E; y = \operatorname{Im} E; E = \sqrt{x^2 + y^2} = |E|.$$

У найбільш поширеному випадку, коли шпindelь піддається дії гармонійного постійного по напрямку навантаження

$$F_{R_x} = F_R \cos \omega_H \tau, F_{R_y} = 0,$$

рівняння (2.16) приймає вигляд

$$\zeta m \ddot{E} + m \dot{E} + \xi \dot{E} + (j_{CT} - j_B) E = F_R^* / 2 \left[\begin{array}{l} (1 + i\zeta\omega_H) \exp(i\omega_H \tau) + \\ + (1 - i\zeta\omega_H) \exp(-i\omega_H \tau) \end{array} \right] \quad (2.17)$$

Для отримання кругової траєкторії руху осі шпинделя у втулці рівняння (2.16) необхідно проінтегрувати в часі. Для частотного аналізу руху зручніший безрозмірний вид рівняння (2.16).

Розрахункові залежності для прогнозування зсуву осі шпинделя в опорі отримуємо, вирішуючи рівняння (2.17):

$$|e|_{\max} = \frac{F_R^*}{2 j_{CT}} \left[\sqrt{\frac{1 + \bar{\zeta}^2 \xi^2 \bar{\omega}_H^{-2} / [mj_{CT}]}{[1 - \bar{\omega}_H^2]^2 + \xi^2 [\bar{\zeta} \bar{\omega}_H^3 - \bar{\omega}_H - \bar{\omega}_H / 2]^2 / [mj_{CT}]} + \sqrt{\frac{1 + \bar{\zeta}^2 \xi^2 \bar{\omega}_H^{-2} / [mj_{CT}]}{[1 - \bar{\omega}_H^2]^2 + \xi^2 [\bar{\zeta} \bar{\omega}_H^3 - \bar{\omega}_H - \bar{\omega}_H / 2]^2 / [mj_{CT}]} \right]. \quad (2.18)$$

Тут $\bar{\xi} = \zeta j_{CT} / \xi$ - безрозмірний коефіцієнт стисливості; $\bar{\omega} = \omega \sqrt{m / j_{CT}}$ - безрозмірна частота обертання шпинделя; $\bar{\omega}_H$ - безрозмірна частота навантаження.

Значення коефіцієнтів j_{CT} , j_B , ζ і ξ , що входять в рівняння (2.17) і (2.18), визначають таким чином:

- статичну жорсткість j_{CT} визначають для різних конструкцій гідростатичних підшипників по формулі (2.2), а що входить в неї A_{ef} - по табл. 2.1;

- коефіцієнт демпфування ζ визначають з формул табл. 2.2;

- складову жорсткості j_B , обумовлену обертанням шпинделя, визначають як $j_B = \xi \omega / 2$;

- приведений коефіцієнт стисливості ζ визначають для радіальних чотирикамерних підшипників наближеною залежністю

$$\zeta = \sqrt{3} \cdot 10^2 \frac{\mu V}{\Delta^3} a, \quad (2.19)$$

(V - об'єм кишені), а для найчастіше вживаних радіальних підшипників, зображених на рис. 2.2, а, б, точнішим виразом:

$$\zeta = \frac{24\mu \left[\rho_H - \rho_K \right] zVL \left[l + l_0 \right]}{\Delta^2 \left[\rho_K \pi D l_K + \left[\rho_H - \rho_K \right] \left[l + l_0 \right] l_0 z \sin \pi / 2 \right]} a. \quad (2.20)$$

Описані математичні моделі руху шпинделя в гідростатичних опорах дозволяють прогнозувати положення осі шпинделя при варіюванні аргументів, що входять в моделі, не тільки для гідростатичних опор, але також для гідродинамічних і газостатичних.

2.2 Програмне забезпечення розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпindelьних ГСП

2.2.1 Загальна характеристика інтерфейсу програми

Для розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпindelьних ГСП розроблено програму OBR101 (Додаток А), робочі вікна якої зображено на рис. 2.7 – 2.9.

Програма призначена для розрахунку основних характеристик ГСП за методикою, яка надана в розділі 2.1, а також для параметричної оптимізації за методом комплексів [15] цих підшипників.

Режими роботи програми задаються на основній вкладці форми «Вхідні дані»:

- 1) у блоці «Тип ГСП» позначається один із можливих 9 – ох типів ГСП;
- 2) тут жезначається діаметр шийки підшипника, як основної параметр, на основі якого у програмі відбувається визначення інших параметрів за рекомендаціями (див. п. 2.1.2), які заносяться у таблицю «Параметри X»;
- 3) у блоці «Оптимізація ГСП методом комплексів» задаються необхідні параметри для методу оптимізації, при цьому призначається вид критерію оптимальності (цільової функції) – мультиплікативний або адитивний;
- 4) тут розміщується вікно для виводу результатів оптимізації у вигляді значення критерію оптимальності W і досягнутої точності: за критерієм ε (по значенню W); за критерієм Δ (по значенню параметрів оптимізації X);
- 5) результати обчислень і оптимізації виводяться у таблицю «Характеристики Y ». У цієї таблиці у колонці VY програмним шляхом автоматично записуються вагові коефіцієнти для адитивного критерію як рівноцінні, при зміні значень необхідно їх нормувати натисканням кнопки «Нормувати VY » щоб сума усіх вагових коефіцієнтів дорівнювала 1;
- 6) У правій частині вікна розміщено «Схеми опор» з позначенням параметрів, що полегшує вибір;

7) з права від таблиць «Параметри X» і «Характеристики Y» виводяться інформаційні матриці, за допомогою яких у програмі виконується відбір параметрів і характеристик притаманних обраної схемі опори.

У програмі для оптимізації використовується метод комплексів [15], відповідно до котрого організований ввід-вивід параметрів і характеристик, які розраховуються.

Структуру таблиць вводу-виводу зображено у таблицях 2.3 і 2.4.

Таблиця 2.3 – Структуру таблиці вводу-виводу параметрів ГСП

| Параметри X | | | | | | | | |
|-------------|-------|-------|----------|---------|----------|-----|----|-----|
| № пар. | Пар-р | Розм. | Знач. | X- | X+ | VX | KX | Arg |
| 1 | D | мм | 50,000 | 45,000 | 55,000 | 0,0 | 0 | 0 |
| 2 | h | мм | 0,030 | 0,027 | 0,033 | 0,0 | 1 | 0 |
| 3 | mu | МПа*с | 9,054 | 9,000 | 11,000 | 0,0 | 1 | 1 |
| 4 | Pн | МПа | 2,942 | 2,700 | 3,300 | 0,0 | 1 | 0 |
| 5 | n | об/хв | 1000,000 | 900,000 | 1100,000 | 0,0 | 0 | 0 |
| 6 | l | мм | 40,536 | 36,000 | 44,000 | 0,0 | 1 | 0 |
| 7 | l0 | мм | 5,269 | 4,500 | 5,500 | 0,0 | 1 | 0 |
| 18 | Tet | град | 87,584 | 72,000 | 88,000 | 0,0 | 1 | 0 |

Таблиця 2.4 – Структуру таблиці вводу-виводу характеристик ГСП

| Характеристики Y | | | | | | | | Нормувати VY |
|------------------|--------|--------------------|--------|------|------|------|----|--------------|
| № хар-ки | Хар-ка | Розм. | Знач. | Y- | Y+ | VY | KY | |
| 1 | Wp | H | 3716,3 | 3345 | 0,0 | 0,14 | 1 | |
| 3 | Jp | H/мкм | 371,6 | 334 | 0,0 | 0,14 | 1 | |
| 5 | Q | мм ³ /с | 2599,1 | 0,0 | 2859 | 0,14 | 2 | |
| 6 | Kd | H*с/мм | 3694,4 | 3325 | 0,0 | 0,14 | 1 | |
| 7 | Nt | Bт | 336,1 | 0,0 | 370 | 0,14 | 2 | |
| 8 | Np | Bт | 7,8 | 0,0 | 9 | 0,14 | 2 | |
| 9 | Nсум | Bт | 343,9 | 0,0 | 378 | 0,14 | 2 | |

Повний пронумерований набір параметрів X складається із 19-ох, але для конкретної схеми ГСП потрібні лише окремі. У табл. 2.2 наведені параметри для радіального ГСП без дренажних каналок. Ці параметри обираються за допомогою «Інформаційної матриці X», вигляд якої показаний на рис. 2.6. Наприклад, для

обраної схеми *a* із цієї матриці обираються лише параметри з номерами, для котрих у стовпчику «а» інформаційної матриці *X* стоїть «1», набір цих параметрів відображається у вікні «StacX» правіше вікна самої матриці.

| Інформаційна матриця X | | StacX Обрано | |
|------------------------|---------------------|-----------------|-----|
| | а б в г д е ж з и | пар-ри | |
| 1 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 1 | D |
| 2 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 2 | h |
| 3 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 3 | mu |
| 4 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 4 | Pn |
| 5 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 5 | n |
| 6 | 1 1 1 1 0 0 0 0 1 | 6 | l |
| 7 | 1 1 1 1 0 0 0 0 1 | 7 | l0 |
| 8 | 0 0 1 0 0 0 0 0 0 | 18 | Tet |
| 9 | 0 0 1 0 0 0 0 0 0 | | |
| 10 | 0 0 0 0 1 1 1 1 1 1 | | |
| 11 | 0 0 0 0 1 1 1 1 1 1 | | |
| 12 | 0 0 0 0 1 1 1 1 0 | | |
| 13 | 0 0 0 0 0 1 0 1 0 | | |
| 14 | 0 0 0 0 0 0 0 1 0 | | |
| 15 | 0 0 0 0 0 0 0 1 0 | | |
| 16 | 0 0 0 0 0 0 1 1 0 | | |
| 17 | 0 1 1 1 0 0 0 0 1 | | |
| 18 | 1 1 1 0 0 0 0 0 1 | | |
| 19 | 0 1 0 0 0 0 0 0 0 | | |

| Інформаційна матриця Y | | StacY Обрано | |
|------------------------|-------------------|-----------------|------|
| | а б в г д е ж з и | Хар-ки | |
| 1 | 1 1 1 1 0 0 0 0 1 | 1 | Wp |
| 2 | 0 0 0 0 1 1 1 1 1 | 0 | |
| 3 | 1 1 1 1 0 0 0 0 1 | 1 | Jp |
| 4 | 0 0 0 0 1 1 1 1 1 | 0 | |
| 5 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 1 | Q |
| 6 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 1 | Kd |
| 7 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 1 | Nt |
| 8 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 1 | Np |
| 9 | 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | 1 | Nсум |

Рис. 2.6 – Інформаційні матриці параметрів *X* і характеристик *Y*

Повний пронумерований набір характеристик *Y*, що обчислюються, складається із 9-ох, але для конкретної схеми ГСП потрібні також лише окремі. Ці характеристики також обираються за допомогою «Інформаційної матриці *Y*», вигляд якої показаний на рис. 2.6. Наприклад, для обраної схеми *a* із цієї матриці обираються лише параметри з номерами, для котрих у стовпчику «а» інформаційної матриці *X* стоїть «1», набір цих параметрів відображається у вікні «StacY» правіше вікна самої матриці.

У програмі передбачено вивід характеристик *Y* як функції незалежного параметру *X* за вибором користувачеві (рис. 2.8). Для цього у таблиці «Параметри *X*» (див. табл. 2.2) необхідно у колонці «Arg» (аргумент) проставити «1» у рядку,

якій відповідає обраному незалежному параметру (у нашому випадку це параметр під номером 3 – μ (mu), мПа·с·м⁻¹ динамічна в'язкість мастила). Для інших параметрів у відповідних рядках ставиться «0».

2.2.2 Структура даних

Структура даних для оптимізації у таблиці «Параметри X»:

- 1) стовпчик «Знач.» - номінальне значення параметру;
- 2) стовпчики «X-» і «X+» - відповідно нижня і верхня границі параметру X;
- 3) стовпчик «VX» – резервний;
- 4) стовпчик «КX»: якщо 1 – параметр оптимізується (незалежний), якщо 0 – параметр не оптимізується (трактується як константа);
- 5) стовпчик «Arg» - задає незалежний параметр x_i (аргумент) для виводу таблиць і графіків $y_j(x_i)$.

Структура даних для оптимізації у таблиці «Характеристики Y» »:

- 1) стовпчик «Знач.» - розрахункове (або оптимальне) значення характеристики;
- 2) стовпчики «Y-» і «Y+» - відповідно нижня і верхня границі характеристики Y;
- 3) стовпчик «VX» – вагові коефіцієнти для адитивного критерію оптимальності;
- 4) стовпчик «KY»: якщо 1 – характеристика y_j обмежена знизу, якщо 2 – зверху, якщо 3 – знизу і зверху.

2.2.3 Робота з програмою

Вікно програми OBR101 розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпіндельних ГСП надано на рис. 2.7

Автоматизований розрахунок ГСП

Вихідні дані | Таблиця і графіки Y(X) | Інструкція | Протокол оптимізації

Тип ГСП

- а) радіальний без дренажних канавок
- б) радіальний з дренаж. канавками
- в) радіальний з внутр.дроселюванням
- г) радіальний ступінчастий
- д) упорний з центр.кільцевою кишенею
- е) упорний з кільцевою кишенею
- ж) упорний ступінчастий з центр.кишенею
- з) упорний ступінчастий з кільц.кишенею
- и) конічний

Оптимізація ГСП методом комплексів

Критерій оптимальності

- Мультіплікативний
- Адитивний

Параметри метода комплексів

| | |
|--------------------------------------------------|-------|
| Размір комплексу (≥ 10) and (≤ 50) | 40 |
| Коефіцієнт відбиття | 1,3 |
| Максимальна кількість ітерацій (≥ 50) | 300 |
| Максимальна кількість деформацій комплексу | 10 |
| Точність по Y | 0,005 |
| Точність по X | 5 |

0,00 0,00 0,00 0,00 0,00 0,00 87,58 0,00
Критерій оптимальності $W = 0,47195692$
Точність за критерієм $\epsilon = 0,0046434$
Точність за критерієм $\delta = 17,4038184$

Діаметр шийки шпинделя
D 50 мм

Параметри X

| № пар. | Пар-р | Розм. | Знач. | X- | X+ | VX | KX | Arg |
|--------|-------|-------|----------|---------|----------|-----|----|-----|
| 1 | D | мм | 50,000 | 45,000 | 55,000 | 0,0 | 0 | 0 |
| 2 | h | мм | 0,030 | 0,027 | 0,033 | 0,0 | 1 | 0 |
| 3 | mu | МПа*с | 9,054 | 9,000 | 11,000 | 0,0 | 1 | 1 |
| 4 | Pn | МПа | 2,942 | 2,700 | 3,300 | 0,0 | 1 | 0 |
| 5 | n | об/хв | 1000,000 | 900,000 | 1100,000 | 0,0 | 0 | 0 |
| 6 | l | мм | 40,536 | 36,000 | 44,000 | 0,0 | 1 | 0 |
| 7 | l0 | мм | 5,269 | 4,500 | 5,500 | 0,0 | 1 | 0 |
| 18 | Tet | град | 87,584 | 72,000 | 88,000 | 0,0 | 1 | 0 |

Інформаційна матриця X

| абвгдежзи | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 18 |
|-----------|---|---|---|---|---|---|---|----|
| 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 3 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 4 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 5 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 6 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 7 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 8 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 9 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 10 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 11 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 12 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 |
| 14 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 |
| 15 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 |
| 16 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 |
| 17 | 0 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| 18 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |

StacX
Обрано пар-ри D h mu Pn n l l0 Tet

Характеристики Y

| № хар-ки | Хар-ка | Розм. | Знач. | Y- | Y+ | VY | KY |
|----------|--------|--------|--------|------|------|------|----|
| 1 | Wp | H | 3716,3 | 3345 | 0,0 | 0,14 | 1 |
| 3 | Jp | H/мкм | 371,6 | 334 | 0,0 | 0,14 | 1 |
| 5 | Q | мм^3/с | 2599,1 | 0,0 | 2859 | 0,14 | 2 |
| 6 | Kd | H*с/мм | 3694,4 | 3325 | 0,0 | 0,14 | 1 |
| 7 | Nt | Вт | 336,1 | 0,0 | 370 | 0,14 | 2 |
| 8 | Np | Вт | 7,8 | 0,0 | 9 | 0,14 | 2 |
| 9 | Nсум | Вт | 343,9 | 0,0 | 378 | 0,14 | 2 |

Інформаційна матриця Y

| абвгдежзи | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|-----------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 3 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 5 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 6 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 7 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 8 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 9 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

StacY
Обрано Хар-ки Wp Jp Q Kd Nt Np Nсум

Схеми опор

Інформаційні матриці

Теорія

Обчислити

Оптимізувати

Таблиця і графіки Y(X)

Інструкція із введення даних

ВИХІД

Рис. 2.7 – Основне робоче вікно програми OBR101 розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпиндельних ГСП

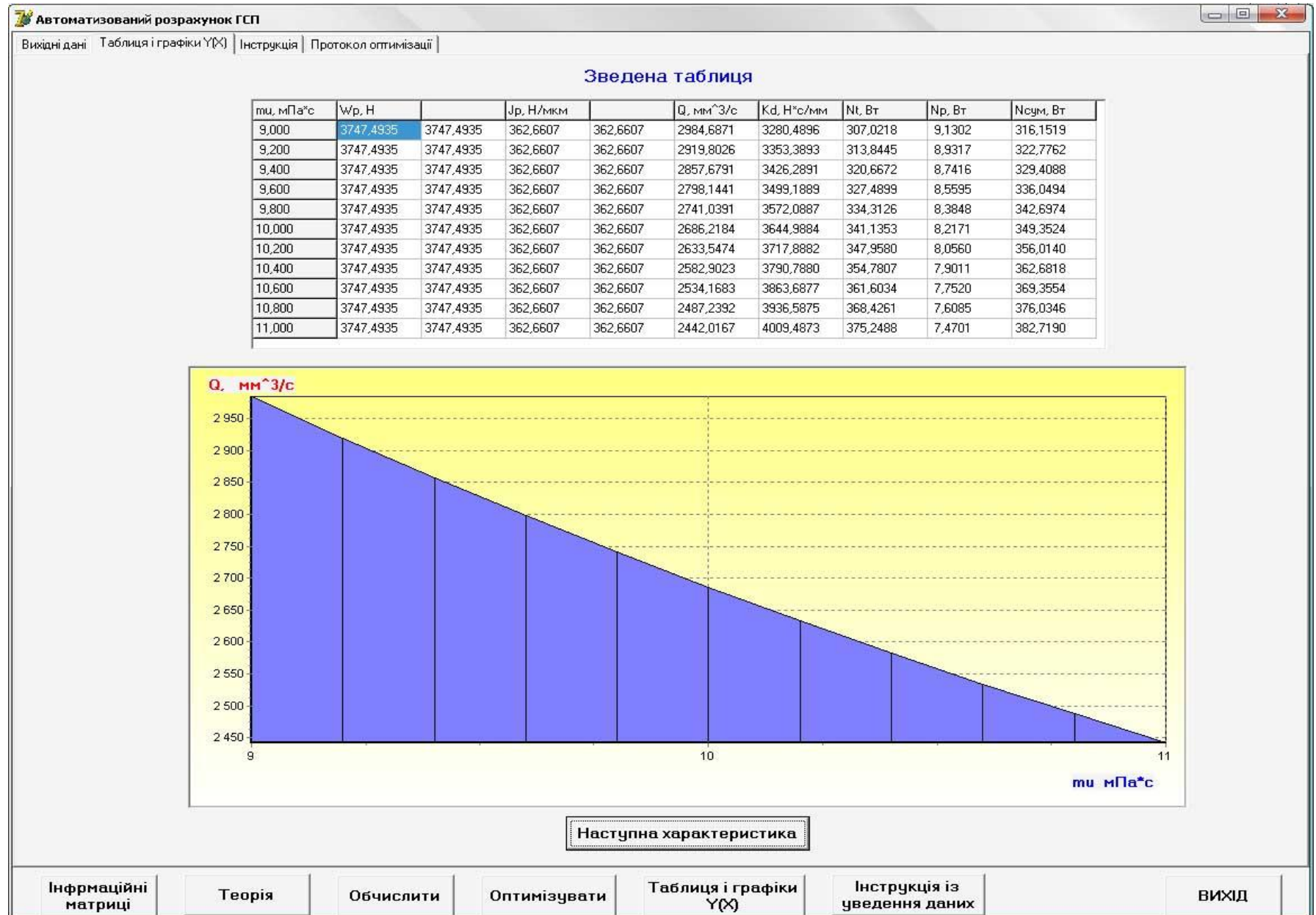


Рис. 2.8 – Вікно програми OBR101 виводу таблиці і графіків характеристик

Автоматизований розрахунок ГСП

Вивідні дані | Таблиця і графіки $Y(X)$ | Інструкція | Протокол оптимізації

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------------------|--------|--------|--------|----------|----------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|
| Обмеження | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Out_X(X1) | 45,000 | 0,027 | 9,000 | 2,700 | 900,000 | 36,000 | 4,500 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 72,000 | 0,000 |
| Out_X(X2) | 55,000 | 0,033 | 11,000 | 3,300 | 1100,000 | 44,000 | 5,500 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 88,000 | 0,000 |
| Початковий сгенерований комплекс | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,029 | 10,270 | 2,786 | 1000,000 | 41,312 | 5,231 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 80,960 | 0,000 |
| W= 0,303 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,028 | 9,762 | 3,218 | 1000,000 | 38,808 | 4,914 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 74,112 | 0,000 |
| W= 0,350 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,030 | 9,630 | 2,959 | 1000,000 | 40,024 | 4,770 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 74,944 | 0,000 |
| W= 0,526 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 4 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,030 | 10,384 | 3,129 | 1000,000 | 38,784 | 4,754 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 79,744 | 0,000 |
| W= 0,513 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,031 | 9,986 | 2,858 | 1000,000 | 38,904 | 4,988 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 80,752 | 0,000 |
| W= 0,536 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,031 | 10,358 | 3,119 | 1000,000 | 42,272 | 5,344 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 73,776 | 0,000 |
| W= 0,498 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,028 | 9,348 | 3,039 | 1000,000 | 39,656 | 4,974 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 85,344 | 0,000 |
| W= 0,312 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,029 | 9,974 | 2,876 | 1000,000 | 41,592 | 4,560 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 87,328 | 0,000 |
| W= 0,322 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 9 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,030 | 10,180 | 2,945 | 1000,000 | 43,384 | 4,678 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 85,248 | 0,000 |
| W= 0,450 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 10 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,028 | 10,048 | 3,038 | 1000,000 | 36,928 | 5,126 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 72,800 | 0,000 |
| W= 0,252 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 11 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,029 | 10,394 | 3,163 | 1000,000 | 41,640 | 4,997 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 87,472 | 0,000 |
| W= 0,331 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 12 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,030 | 10,218 | 2,790 | 1000,000 | 43,816 | 4,706 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 79,936 | 0,000 |
| W= 0,370 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 13 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,029 | 10,590 | 2,877 | 1000,000 | 38,232 | 5,032 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 78,080 | 0,000 |
| W= 0,326 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 14 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,029 | 9,574 | 2,819 | 1000,000 | 39,984 | 4,666 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 86,448 | 0,000 |
| W= 0,396 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 15 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,029 | 9,980 | 3,151 | 1000,000 | 36,104 | 4,725 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 83,072 | 0,000 |
| W= 0,400 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 16 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,032 | 10,968 | 3,017 | 1000,000 | 39,112 | 5,346 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 80,640 | 0,000 |
| W= 0,627 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| точка 17 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50,000 | 0,029 | 9,858 | 2,752 | 1000,000 | 40,416 | 5,103 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 85,552 | 0,000 |
| W= 0,327 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Інформаційні матриці | Теорія | Обчислити | Оптимізувати | Таблиця і графіки $Y(X)$ | Інструкція із введення даних | ВИХІД

Рис. 2.9 – Вікно програми OBR101 виводу протоколу оптимізації

2.3 Висновки по розділу

На підставі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Існуючі інженерні методики й математичні моделі адекватно описують процеси і стан гідростатичних підшипників, які застосовуються в якості шпиндельних опор.
2. Існуючі математичні моделі і методики дозволяють автоматизувати процес розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпиндельних ГСП.
3. Розроблено програмне забезпечення (OBR101) розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпиндельних ГСП в середовищі Delphi 7 на мові програмування Object Pascal.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИЧНЕ І ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАТИСТИЧНОГО АНАЛІЗУ ШПИНДЕЛЬНИХ ГСП

3.1 Аспекти задачі статистичного аналізу для оцінки параметричної надійності шпиндельних ГСП

Загалом можна відокремити наступні аспекти аналізу, які складають ієрархію:

- 1) системний, якій визначає вимоги збоку зовнішнього середовища;
- 2) функціональний, якій визначає задачі виконання прогнозу, тобто поведінку об'єкту прогнозування, як елементу системи більш високого ієрархічного рівня (залежність його вихідних параметрів від зовнішніх впливів);
- 3) часовий, якій визначає часові межі виконання прогнозу;
- 4) конструкторсько-технологічний, якій визначає характер і стабільність впливу внутрішніх параметрів об'єкту на його вихідні характеристики.

Системний аспект передбачає формулювання вимог щодо ГСП, як елементу підсистеми «шпиндельний вузол», який в свою чергу є підсистемою технологічної системи верстата. При відокремлюванні ШВ як елементу пружної технологічної системи верстата він розглядається як пружно-демпфуюча ланка із декількома ступенями вільності. Таким чином, при зовнішньому для ШВ проектуванні пружної системи верстата для нього формується набір вимог відносно границь області станів (траєкторій зміщень опорних точок шпинделя) під впливом навантажень збоку: процесу обробки, зовнішнього середовища, внутрішніх параметричних змін, а також випадкових впливів. Теж саме відноситься і до ГСП, якщо розглядати зовнішнє для ГСП проектування шпиндельного вузла. Тобто зовнішні параметри ГСП є внутрішніми для ШВ, які впливають на положення областей його працездатності.

Функціональний аспект пов'язаний з параметричною надійністю ШВ, котра визначається розміром області станів його вихідних параметрів, її зміною у часі і

станом відносно області працездатності верстата. Цей складний набір параметрів моделі для прогнозування ШВ практично неможливо врахувати у рамках єдиної математичної моделі, тому у практиці для областей станів ШВ відокремлюють деяка підобласть менших розмірів, ніж область станів пружної системи верстата в цілому. Наприклад, частка погрішності шпинделів токарних верстатів класу В у загальній погрішності пружної системи верстата складає 25% [19]. Тому функціональний аспект прогнозування параметричної надійності ГСП має на увазі визначення границь областей працездатності саме ГСП із розрахунків ШВ і забезпечення цих границь у подальшому конструкторськими й технологічними засобами.

Часовий аспект пов'язаний із забезпеченням потрібних границь областей працездатності ГСП під час їх функціонування у складі ШВ. Цей аспект прийнято оцінювати таким параметром надійності, як час наробітки на втрату функціональної придатності. Принципово при вірній експлуатації довговічність ГСП рахується необмеженою [19]. Але у процесі роботи трапляються повільні процеси, такі як зміна фізико-механічних характеристик мастила при його старінні, зміна гідравлічних опорів при забрудненні (облітерації) малих зазорів в дроселях і підшипниках. Це у власну чергу впливає на реакцію ГСП на дію впливів усіх типів: повільних, середньої тривалості і швидких, і може привести також до втрати працездатності, наприклад при критичній втраті статичної жорсткості. При прогнозуванні повільних процесів необхідне знання швидкості протікання й часових імовірнісних характеристик цих процесів, або поточний контроль стану.

Раптова втрата працездатності є також часовим показником і пов'язана з характеристикою надійності наробітки на відмову. Раптова відмова ГСП трапляється частіше за усе за металевим контактом поверхонь тертя. Можливі причини: вихід за допустимі межі повільних процесів старіння, раптова відмова системи живлення чи охолодження, вихід за допустимі межі зовнішніх навантажень (силових і температурних), порушення регламенту обслуговування.

Для виконання часового прогнозування необхідне знання хоча б інтенсивності заступлення відмов і процесів старіння, тобто збір і обробка статистичної інформації об цих процесах. Нажаль, отримати достатньо представницьку статистичну вибірку при обмеженому парку верстатів з гідростатичними шпиндельними вузлами, які працюють в однорідних умовах, на даний час зібрати неможливо.

Конструкторсько-технологічний аспект, вважаючи істотні властивості ГСП, є найважливішим при прогнозуванні параметричної надійності ГСП. Це пояснюється тим, що на стадії проектування і виготовлення ГСП и монтажу їх в шпиндельний вузол закладаються усі кінцеві вихідні параметри (робочі характеристики). Вихідні параметри ГСП залежать від великого числа, як незалежних, так і пов'язаних між собою параметрів, точне визначення яких після збирання вузла і в процесі його роботи у більшості випадків не діагностується. Можливе лише гарантувати деякі межі їхніх змін. Тому розрахунок ГСП взагалі говорячи повинен мати імовірнісний характер. Це цілком відноситься й до конструкторсько-технологічного аспекту прогнозування параметричної надійності ГСП.

За визначеними границями областей стану ГСП необхідно прогнозувати у статистичному змісті наскільки розраховані вихідні параметри ГСП відповідають їх знаходженню у цих межах із врахуванням конструкторсько-технологічного аспектів. Залишається один шлях – моделювати часову зміну параметрів ГСП за обраним законом розподілу і в заданих межах їх варіювання. Зібрати таким чином статистичну вибірку і після її обробки отримати показники параметричної надійності ГСП.

3.2. Математичні моделі для статистичного аналізу параметричної надійності шпиндельних ГСП

Для статистичного аналізу параметричної надійності у даній роботі обрано два типи опор, які найбільш розповсюджені в якості опор шпинделів: упорний ГСП з кільцевою камерою і радіальний циліндричний ГСП із дренажними канавками. Дані

моделі побудовані на основі модульного принципу, якій викладений у роботах [14, 16]. Програмне забезпечення повинно містити набір альтернативних і «взаємозамінних» програмних модулів, щоб організувати обчислювальні процедури в автоматизованому режимі. Ці модулі дозволяють «збирати» розрахункові моделі відповідно до обраної структури об'єкта проектування. Модульні математичні моделі є основою для таких програмних модулів. Створення модульних ММ передбачає використання сучасних мов програмування та інструментів.

Велика різноманітність експериментальних і теоретичних досліджень гідростатичних підшипників шпинделів верстатів, проведена до теперішнього часу, дає багатий матеріал для конструктора шпиндельних вузлів (ШВ). Проте, наявність великого числа методик розрахунку, для більшості з яких не дається строгої оцінки достовірності результатів обчислень, утрудняє їх застосування.

3.2.1 Загальна модель ГСП

Проводиться на прикладі ММ циліндрового радіального підшипника з дренажними канавками. Схема підшипника і позначення приведені на рис. 3.1. ММ ГСП синтезується на основі запису рівняння балансу витрат. Для i – ої кишені витрата через дросель запишеться [8]:

$$Q_{\partial pi} = Q_{zli} + Q_{z2i} + Q_{Pi} + Q_{2i} + Q_{cmi} + Q_{\varepsilon i} + Q_r, \quad (3.1)$$

де Q_{2i} – перенос мастила з i – ої кишені у коловому напрямку; Q_{cmi} – миттєва зміна об'єму мастила в кишені за рахунок його стиснення;

$Q_{\varepsilon i}$ – миттєве витиснення мастила з кишені при радіальному русі шипа;

Q_r - миттєва зміна об'єму мастила в кишені за рахунок хвилястості шипа при його обертанні; Q_{zli} – витрата мастила через кільцеві (осьові) перемички, який обумовлений гідростатичним витісненням;

$Q_{Pi} = Q_{Pi} + Q_{Li}$ - витрата мастила через повздожні (в напрямку обертання праву Q_{Pi} і ліву Q_{Li}) перемички, який обумовлений гідростатичним витісненням.

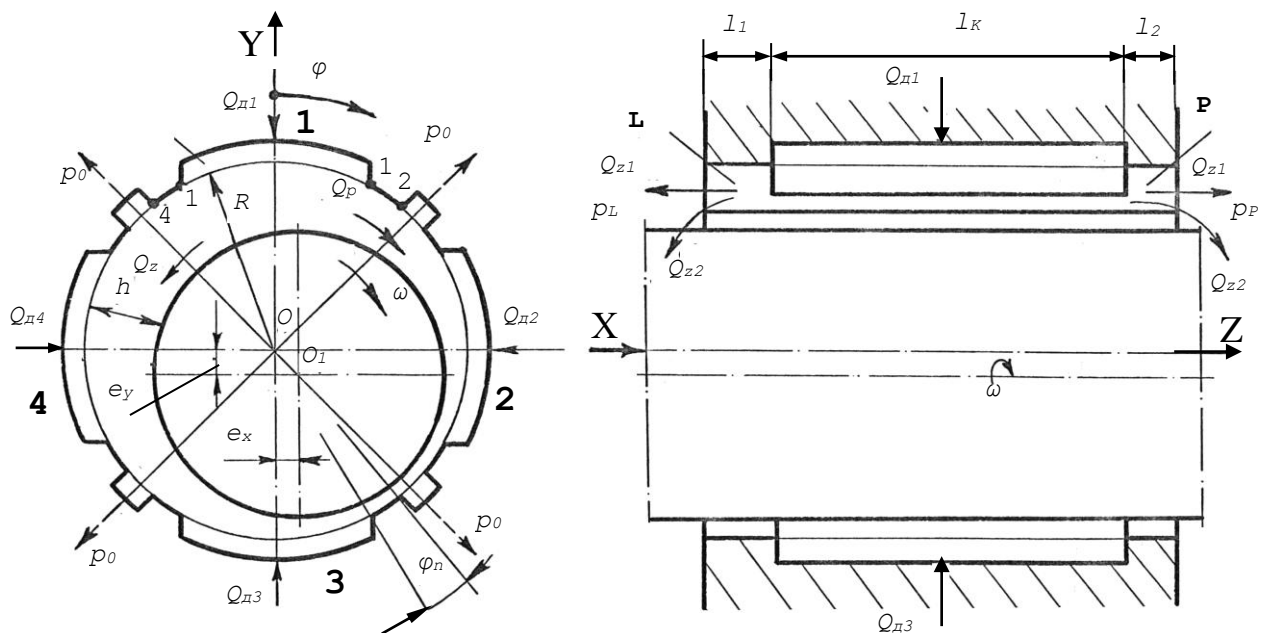


Рис. 3.1– Розрахункова схема радіального ГСП з дренажними канавками

Запишемо витратну характеристику дроселя у вигляді:

$$Q_{dpi} = \frac{p_H (\alpha_1 - \alpha_2 \bar{p}_i)}{R^*_{dpi}}, \quad (3.2)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти лінеаризації витратної характеристики (для ламінарного дроселя постійного опору $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$);

R^*_{dpi} - параметр, який характеризує опір дроселя.

Витрати, які залежать від тисків:

$$Q_{zli} = p_H \left(\frac{\bar{p}_i - \bar{p}_P}{R_{zpi}} + \frac{\bar{p}_i - \bar{p}_L}{R_{zli}} \right); \quad Q_{li} = p_H \left(\frac{\bar{p}_i - \bar{p}_0}{R_{l2}} + \frac{\bar{p}_i - \bar{p}_L}{R_{l4}} \right), \quad (3.3)$$

де R – гідравлічний опір перемичок (індексація відповідає схемі на рис. 3.1).

Витрата на стискування мастила визначається для ізотермічного процесу [22]:

$$Q_{cmi} = \left(p_H W \beta + \frac{V_i}{p_i^2} \right) \frac{dp_i}{dt}, \quad (3.4)$$

де W - об'єм мастила у кишени; β – об'ємна податливість мастила; V_i - об'єм повітря при атмосферному тиску, яке не розчинено.

Витрату $Q_{\varepsilon i}$, яка обумовлена рухом шипа в радіальному напрямку (на кишеню), визначимо наступним чином. При русі шипа на i – ю кишеню трапляється зміна його об'єму. Відносна швидкість точки шипа на куті φ дорівнює:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{dh}{Hdt} = \dot{\varepsilon}_x \sin \varphi - \dot{\varepsilon}_y \cos \varphi,$$

де $\varepsilon = e/H$ – відносний ексцентриситет; H – радіальний зазор.

Інтегруючи цей вираз по поверхні кишені, отримаємо вираз для $Q_{\varepsilon i}$:

$$Q_{\varepsilon i} = l_K RH \left[\dot{\varepsilon}_x (\cos \varphi_{i,i+1} - \cos \varphi_{i,i-1}) + \dot{\varepsilon}_y (\sin \varphi_{i,i-1} - \sin \varphi_{i,i+1}) \right]. \quad (3.5)$$

Інтегруючи останній вираз в межах кишені ($\varphi_{i,i-1} - \varphi_{i,i+1}$) отримаємо об'єм хвилі, який характеризує інтегральну похибку на площині кишені:

$$V = \int_0^{l_K \varphi_{i,i+1}} \int_{\varphi_{i,i-1}} \Delta_S \sin(K_S \varphi - \omega t) R d\varphi dz = R l_K \Delta_S \left[\cos(K_S \varphi_{i,i+1} - \omega t) - \cos(K_S \varphi_{i,i-1} - \omega t) \right].$$

Похідна від цього виразу за часом дає миттєву зміну об'єму, або витрату:

$$Q_r = \frac{dV}{dt} = R l_K \Delta_S \omega \left[\sin(K_S \varphi_{i,i-1} - \omega t) - \sin(K_S \varphi_{i,i+1} - \omega t) \right]. \quad (3.6)$$

Позначимо: $Q_{\omega i} = Q_{z2i} + Q_{2i} + Q_{\varepsilon i} + Q_r$, тоді рівняння (3.1) для першої кишені з врахуванням (3.2 – 3.6) можна записати:

$$\begin{aligned} \frac{p_H (\alpha_1 - \alpha_2 \bar{p}_i)}{R^*_{\partial p i}} &= p_1 \left(\frac{1}{R_{zP1}} + \frac{1}{R_{zL1}} \right) - \frac{p_P}{R_{zP1}} - \frac{p_L}{R_{zL1}} + \\ &+ (p_1 - p_0) \left(\frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{14}} \right) + \left(p_H W \beta + \frac{V_i}{p_i^2} \right) \frac{dp_i}{dt} + Q_{\omega i}. \end{aligned}$$

Не враховуючи для статичних розрахунків стискуваність (3.4) визначимо p_1 :

$$p_1 = \frac{p_H \alpha_1 - \left[Q_{\omega 1} - p_0 (Q_P + Q_L) - p_P Q_{z1P1} - p_L Q_{z1L1} \right] R^*_{\partial p 1}}{p_H \alpha_2 + R^*_{\partial p 1} \left(1/R_{zP1} + 1/R_{zL1} + 1/R_{12} + 1/R_{14} \right)}.$$

Нормуючи тиски по тиску насоса p_H , отримаємо вираз для відносного тиску:

$$\bar{p}_1 = \frac{\alpha_1 - \left[Q_{\omega 1} - \bar{p}_0 (Q_P + Q_L) - \bar{p}_P Q_{z1P1} - \bar{p}_L Q_{z1L1} \right] R^*_{\partial p 1}}{\alpha_2 + R^*_{\partial p 1} \left(1/R_{zP1} + 1/R_{zL1} + 1/R_{12} + 1/R_{14} \right)}.$$

Аналогічні формули можна отримати й для інших кишень заміною індексу “1” на індекс «i». В загальному вигляді:

$$\bar{p}_i = \frac{\alpha_{1i} - \left[Q_{oi} - \bar{p}_0 (Q_{Pi} + Q_{Li}) - \bar{p}_P Q_{z1Pi} - \bar{p}_L Q_{z1Li} \right] R_{\text{оп}i}^*}{\alpha_{2i} + R_{\text{оп}i}^* \left(1/R_{zPi} + 1/R_{zLi} + 1/R_{12i} + 1/R_{14i} \right)}. \quad (3.7)$$

Бачимо, що (3.7) структурована, тобто вона складається із елементів, які характеризують: витратні коефіцієнти, гідравлічні опори перемичок і параметри дроселя, які можуть визначатися окремо.

З формули (3.7) легко отримуються формули для тисків в кишнях радіального ГСП без дренажних канавок, рахуючи: $\bar{p}_0 (Q_{Pi} + Q_{Li}) = \bar{p}_{i,i-1} Q_{Li} + \bar{p}_{i,i+1} Q_{Pi}$. У цьому випадку тиски у кишнях визначаються рішенням системи лінійних алгебраїчних рівнянь відносно \bar{p}_i , $i = \overline{1,4}$ (для чотирьох кишень).

Витратні коефіцієнти визначаються автономною процедурою MyKOEFG. Опори і силові реакції на перемичках ГСП також визначаються автономними процедурами MyRAPE і MyOSPE [14, 16].

Залежно від видів розрахунків (уточнені, наближені, оптимізаційні) комп'ютерна програма, що реалізовує модель ГСП, може оперувати з масивами даних, різними за об'ємом. Інваріантність по відношенню до зв'язаних моделей вимагає забезпечення незалежності моделей ГСП до наборів даних. Орієнтація на модель з максимальною кількістю даних веде до невиправданого завантаження оперативної пам'яті ЕОМ при наближених розрахунках на простих моделях. Цього можна уникнути, якщо організувати стандартний проміжний масив на рівні зовнішньої пам'яті, а в кожній з робочих процедур передбачити алгоритм вибірки даних в певній послідовності.

Проміжний файл ГСП складається з блоків і підблоків, структура його наведена в табл. 3.1. Тут мається на увазі те, що обмін даними з підпрограмами дільників відбувається на рівні оперативної пам'яті.

Таблиця 3.1 – Структура проміжного «стандартного» файлу даних ГСП

РЕЖИМНІ ЗМІННІ

| Ідентифікатор | Значення (ціле) | Зміст |
|---------------|-----------------|---------------------------------|
| JR | 1 | Режим роботи програми |
| JD | 2 | Режим діагностики |
| JW | 0 | Адреса виводу результатів |
| IR | 1 | Режим розрахунків |
| KOG | 0 | Допоміжний (резервний) параметр |

Параметри X

| | X_i (real) | X_{1i} (real) | X_{2i} (real) | N_{1i} (intedg) | N_{2i} (intedg) | Розм.-ть (string) | Коментар |
|----|-----------------|-----------------|--------------------|----------------------|----------------------|-------------------|---------------------------|
| | | | | | | | 1 – 35 параметри ГСП |
| | | | | | | | 36 – 50 параметри шипа |
| | | | | | | | 51-75 параметри дільників |
| | | | | | | | 76 частота обертів |
| | | | | | | 7 | жорсткості |
| | | | | | | 7-79 | демпфірування |
| | | | | | | к | навантаження |
| | | | | | | ути виміру | навантаження |
| 00 | | | | | | | точність розрахунків |

Характеристики Y

| | Y_i (real) | Y_{1i} (real) | Y_{2i} (real) | P_{1i} (real) | P_{2i} (real) | KO_i (int.) | Розм.-ть (string) | Коментар |
|---|-----------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|------------------|-------------------|-----------------------------|
| | | | | | | | $дм^3хв^{-1}$ | <i>Витрата мастила</i> Q |
| | | | | | | | град.С | Температура T^0 |
| | | | | | | | Н·м | Момент тертя M_{TP} |
| | | | | | | | Н | P |
| | | | | | | | град. | ϕ_R |
| | | | | | | | Н·м | M_X |
| | | | | | | | Н·м | M_Y |
| | | | | | | | Н | P на $X(79)$ |
| | | | | | | | $Н·с·м^{-1}$ | K_D |
| 0 | | | | | | | $Н·мкм^{-1}$ | J_{CT} |

Примітка. Якщо №=0, то стрічка не зчитується і не пишеться у файл (пуста)

Проміжний файл (ПФ) формується частково з ввідних файлів даних і частково на основі попередніх розрахунків. Структура ПФ ГСП містить 3 блоки: режимів (R),

параметрів (X), сюди ж входять і збурення (Z), і характеристик (Y). Додаткові дані можуть мати самий різний сенс залежно від вирішуваної задачі: обмеження при оптимізації, середньоквадратичні відхилення характеристик при імовірнісному аналізі, індекси обліку оптимізованості параметрів та інші. Будь-який елемент структури визначений своїм чотиризначним індексом: блок – підблок – номер елемента у підблоці. Ця інформація може бути використана для пошуку елемента при записі. Введення проміжних файлів дозволяє працювати з гнучким алгоритмом, при цьому обмін інформацією між окремими блоками йде на рівні дискової або іншої зовнішньої пам'яті. При роботі по жорсткому алгоритму швидкодія може бути збільшене переходом до обміну на рівні тільки оперативної пам'яті ЕОМ.

ММ ГСП розрахована на обчислення характеристик відповідно до змісту блоку “Характеристики Y ” структури файлу (див. табл. 3.1), а також перехідного процесу в опорі. Порядок обчислень визначають режимні змінні (блок “Режимні змінні” структури). Значення режимних змінних моделі позначені в табл. 3.1. Практично алгоритм розрахунку будується з використанням стандартного внутрішнього монітора процедури VYBOR. Параметри V та I визначаються при завданні характеристик (Блок “Характеристики Y ” в табл. 3.1), і відповідає PY_j і KO_j . Наприклад, в режимі оптимізації ($IR = 2$): PY_j - ваговий коефіцієнт даної характеристики в загальному скалярному критерії оптимальності; $KO_{j=1}$ - облік обмеження часткового критерію; в режимі разового розрахунку характеристик ($IR = 1$) $KO_{j=1}$ визначає вибір характеристик, що розраховуються.

Блок-схема універсальної програми ГСП представлена на рис. 3.2. В додатку Б представлені процедури обчислення характеристик ГСП: радіального циліндрового з дренажними канавками (CSDR – додаток Б.1) і упорного з кільцевою камерою (OsGSP1 – додаток Б.2). Блок обчислення перехідних характеристик реалізує метод Рунге - Кутти чисельного рішення системи звичайних диференціальних рівнянь. При цьому рівняння балансу витрат доповнюються

рівняннями динамічних зсувів по координатах, вирішених щодо старших похідних ε_x і ε_y , Для розрахунків для підшипника за програмою CSDR ця система, вирішена відносно похідних першого порядку, має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\bar{p}_i}{dt} = \frac{T}{P_H} \cdot \frac{P_H (\alpha_1 - \alpha_2 \bar{p}_i) / R_{\partial pi}^* - \bar{p}_i Q_{zLi} + \bar{p}_P Q_{zPi} + \bar{p}_L Q_{zLi} - \bar{p}_i Q_{Li} - Q_{oi}}{P_H W \beta + V_i / \bar{p}_i^2}; \\ \frac{d\varepsilon_x}{dt} = \varepsilon_{1x}; \\ \frac{d\varepsilon_y}{dt} = \varepsilon_{1y}; \\ \frac{d\varepsilon_{1x}}{d\tau} = \frac{T^2}{mH} P_{X\Sigma}; \\ \frac{d\varepsilon_{1y}}{d\tau} = \frac{T^2}{mH} P_{Y\Sigma}; \\ i = \overline{1,4}, \end{array} \right. \quad (3.8)$$

де m – маса шпинделя, яка приведена до центру підшипника;

T – час одного оберту шпинделя, $T=1/(60n)$, с;

$\tau = t/T$ – безрозмірний час;

$P_{X\Sigma}$, $P_{Y\Sigma}$ – миттєві проекції усіх сил, відповідно на вісі X і Y , які діють на шпиндель.

Блок розрахунку перехідного процесу може служити, наприклад, для визначення траєкторії обертання шпинделя у підшипнику з врахуванням динамічних зміщень.

3.2.2 Модель статистичного аналізу

Для прогнозування параметричної надійності ГСП із врахуванням тільки конструкторсько-технологічного аспекту розроблено програму MONKAR – (Додаток В) розрахунків статичних й динамічних характеристик ГСП методом статистичних прогонів і використовує вхідні дані уточнених розрахунків, які обираються згідно моделі ГСП процедурою MyIsxGSP і редагуються процедурою MyIsxEdit. Робочі вікна цих процедур наведені на рисунках відповідно (рис. 3.3 і 3.4). Вони створюють файл даних IsxGSP0.

Принципово програма MONKAR є базовою для виконання прогнозу й при часовому тренді параметрів ГСП повільної і середньої швидкості. Додатково у вхідних даних уводяться статистичні параметри інтенсивності і невизначеності цього тренду, а власне процедура додається додатковою процедурою генерації випадкових чисел згідно параметрах тренду. Вихідні характеристики ГСП при цьому обчислюються за методикою, яка викладена у Розділі 3.

Практика попередніх розрахунків [16] статистичного моделювання робочих характеристик y_j ГСП з використанням процедури MONKAR показала, що їх розподіл підкоряється нормальному закону.

На рис. 3.6 і 3.7 надані результати роботи процедури MONKAR у вигляді гістограм розподілу та імовірнісних інтервальних характеристик статичної жорсткості і коефіцієнту демпфування, які обчислюються за звісною методикою статистичного аналізу [10]. Файл вхідних даних наданий у Додатку Г.1. Розрахунки виконувалися для радіального ГСП з дренажними канавками за процедурою CSDR при 400 прогонах із симетричним 5% відхиленням деяких параметрів точності ГСП за нормальним законом розподілу. Процедура MONKAR має можливість викликання інструкції по уведенню вхідних даних розрахунку.

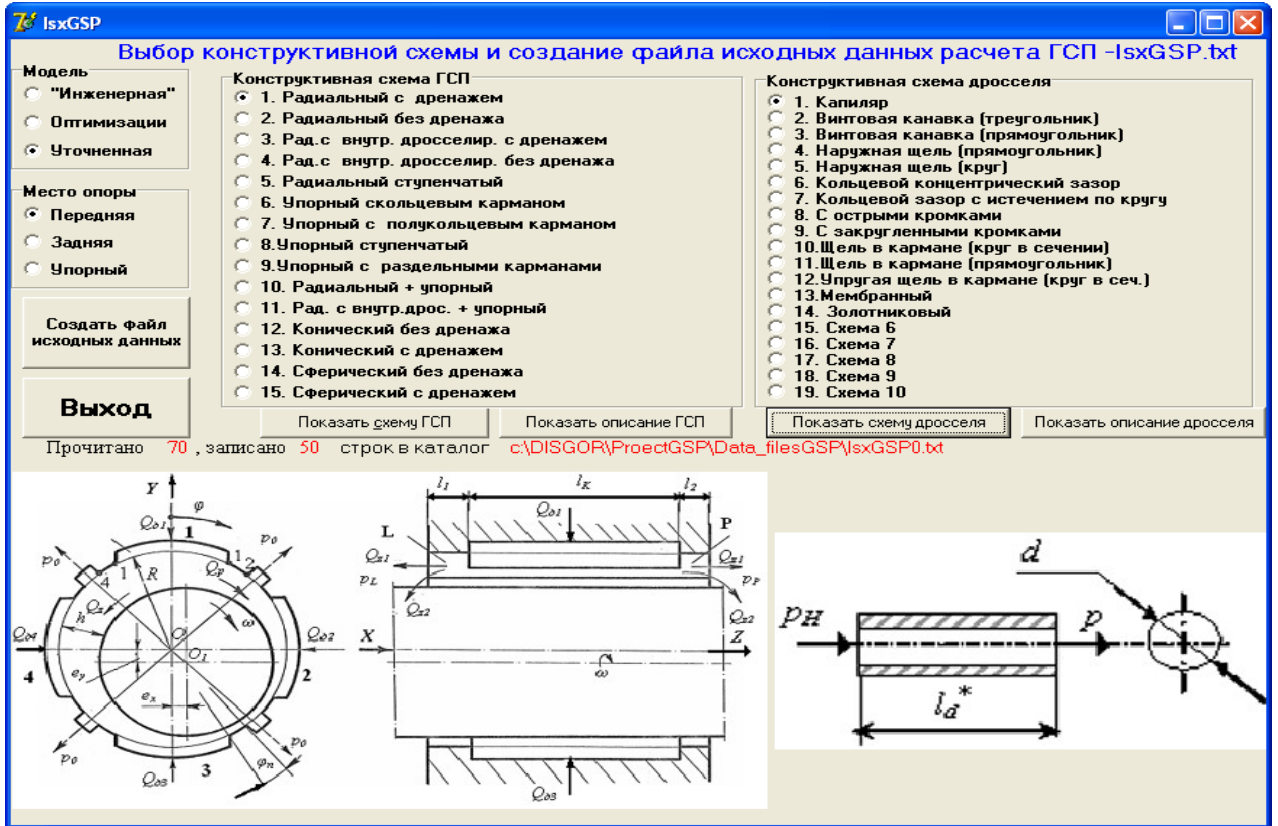


Рис. 3.3 –Робоче вікно процедури уведення вхідних даних

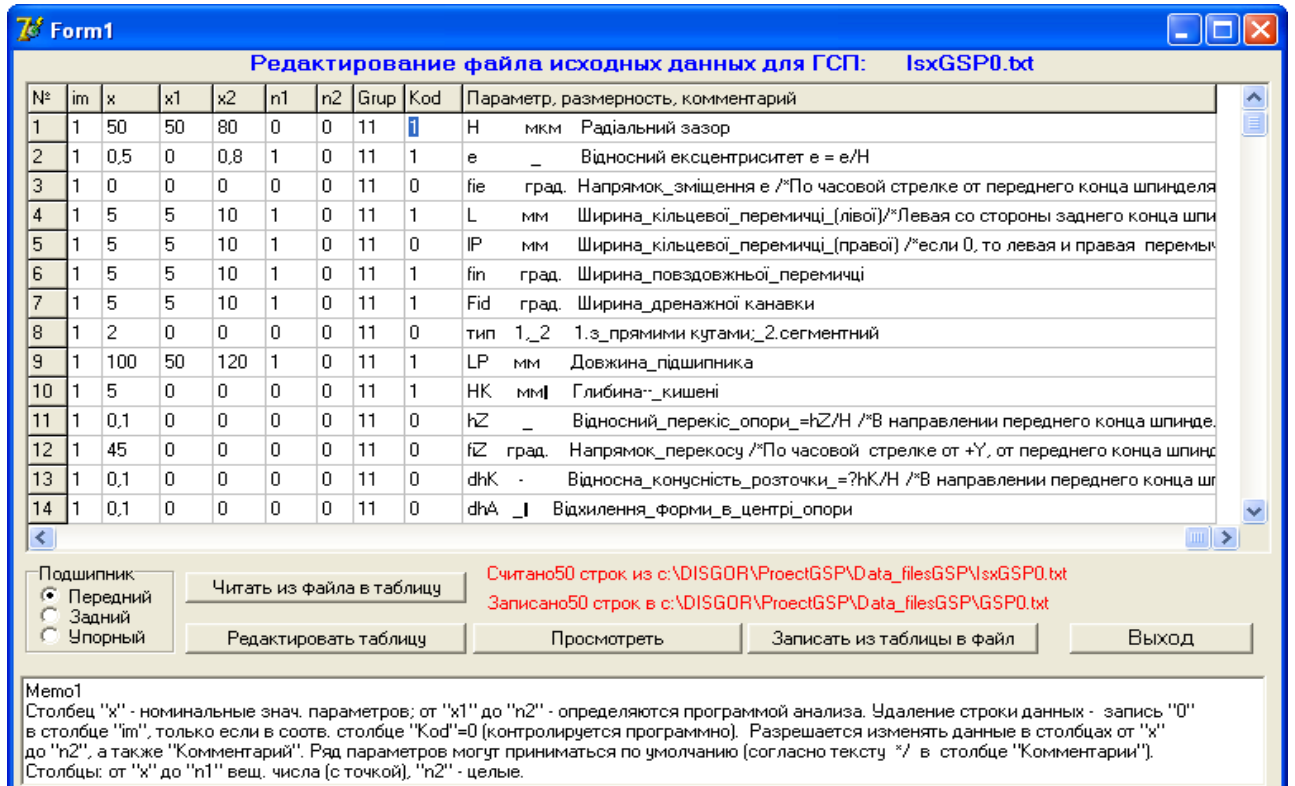


Рис. 3.4 – Робоче вікно процедури редагування вхідних даних ГСП

На рис. 3.5 представлено робоче вікно процедури MONKAR для розрахунку радіального ГСП з дренажними канавками по програмі CSDR (див. додаток Б.1).

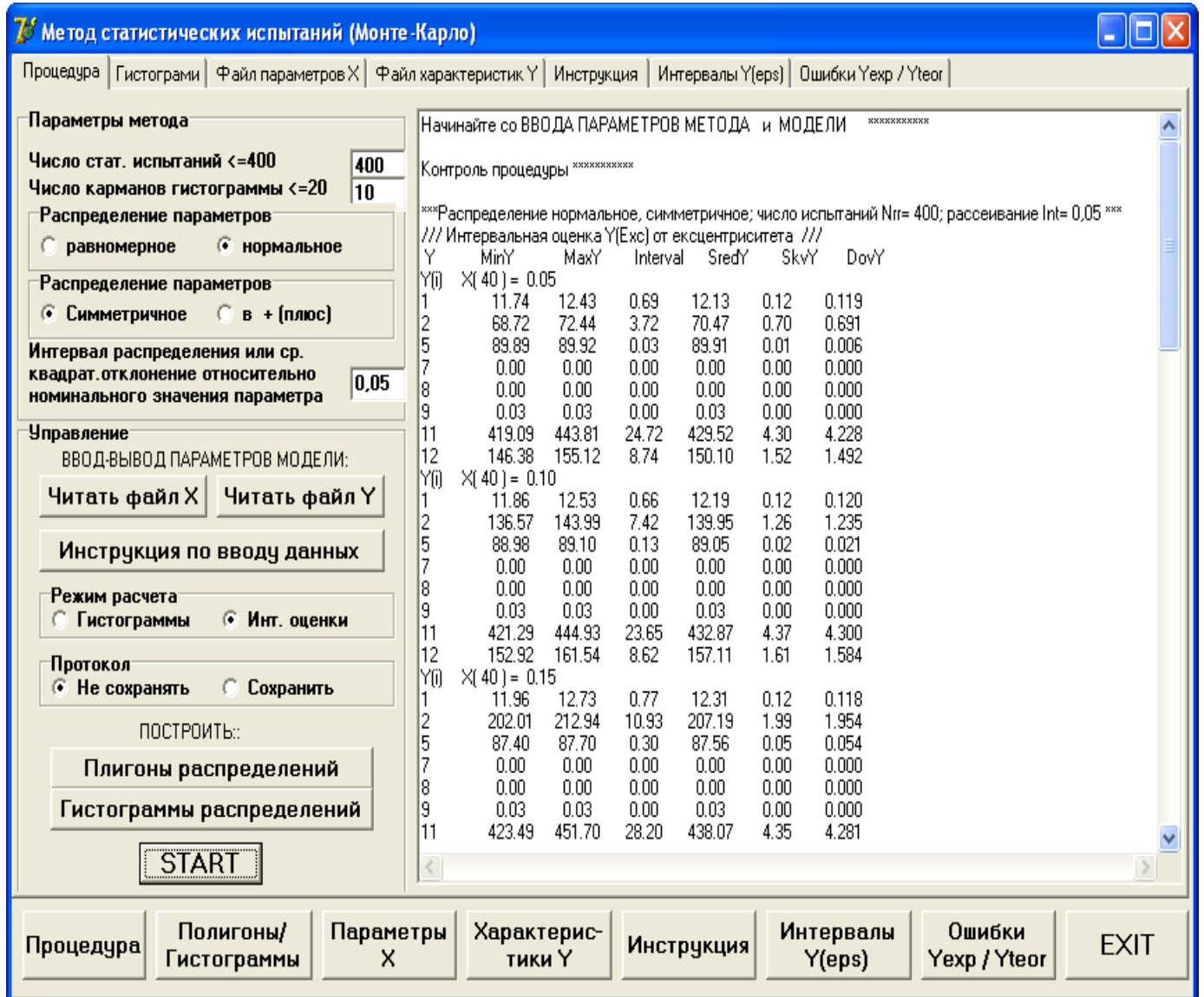


Рис. 3.5 – Робоче вікно процедури MONKAR

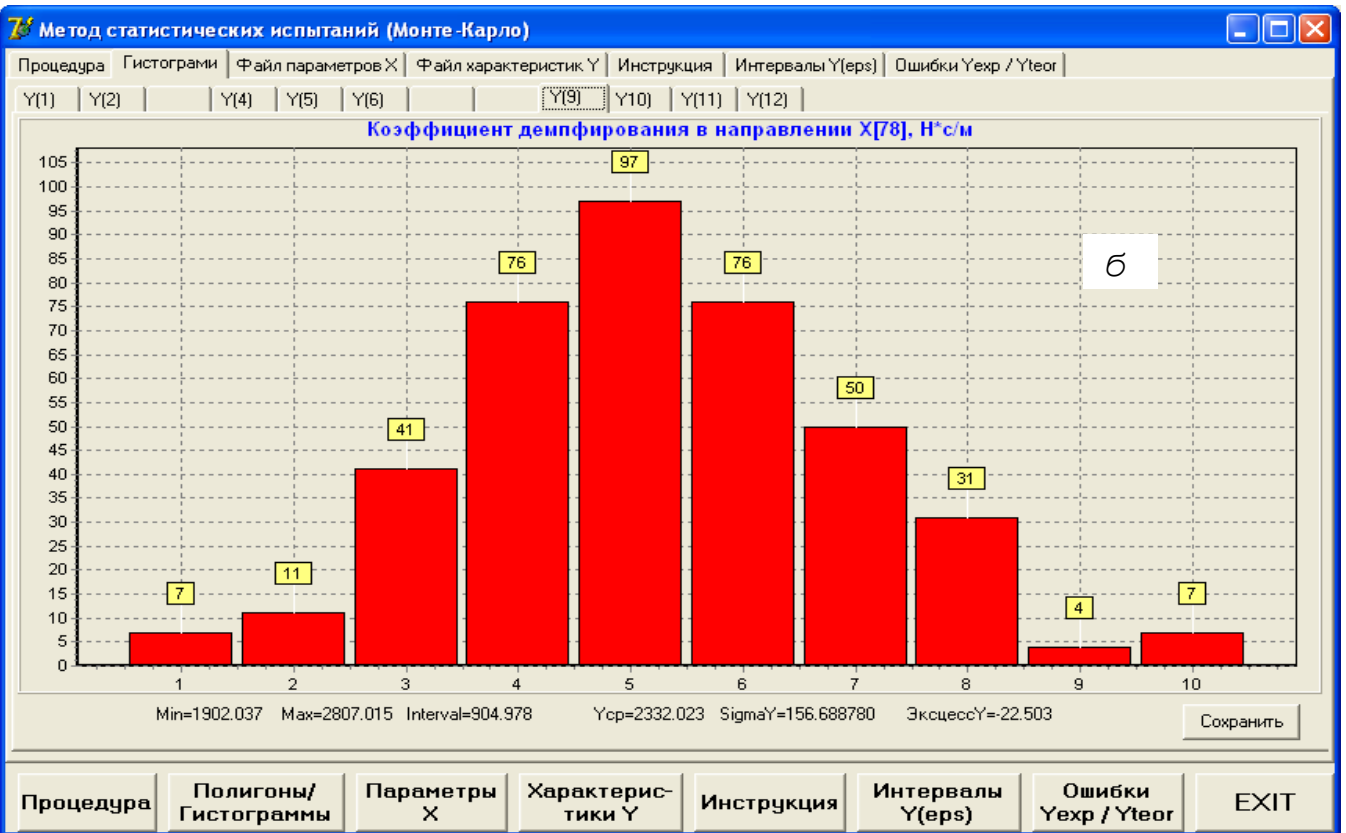
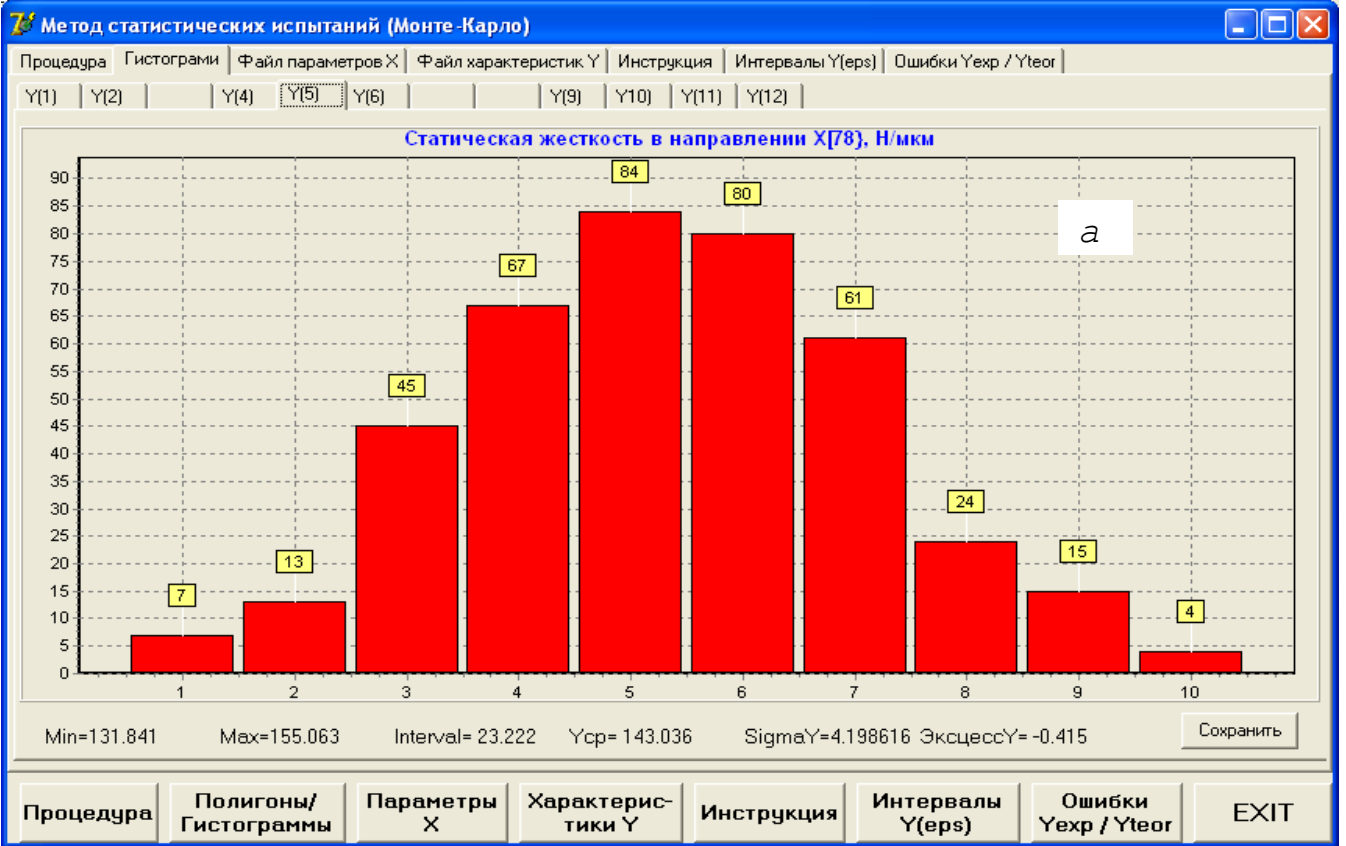


Рис. 3.6 – Гистограммы розподілу значень: а) статичної жорсткості; б) демпфування

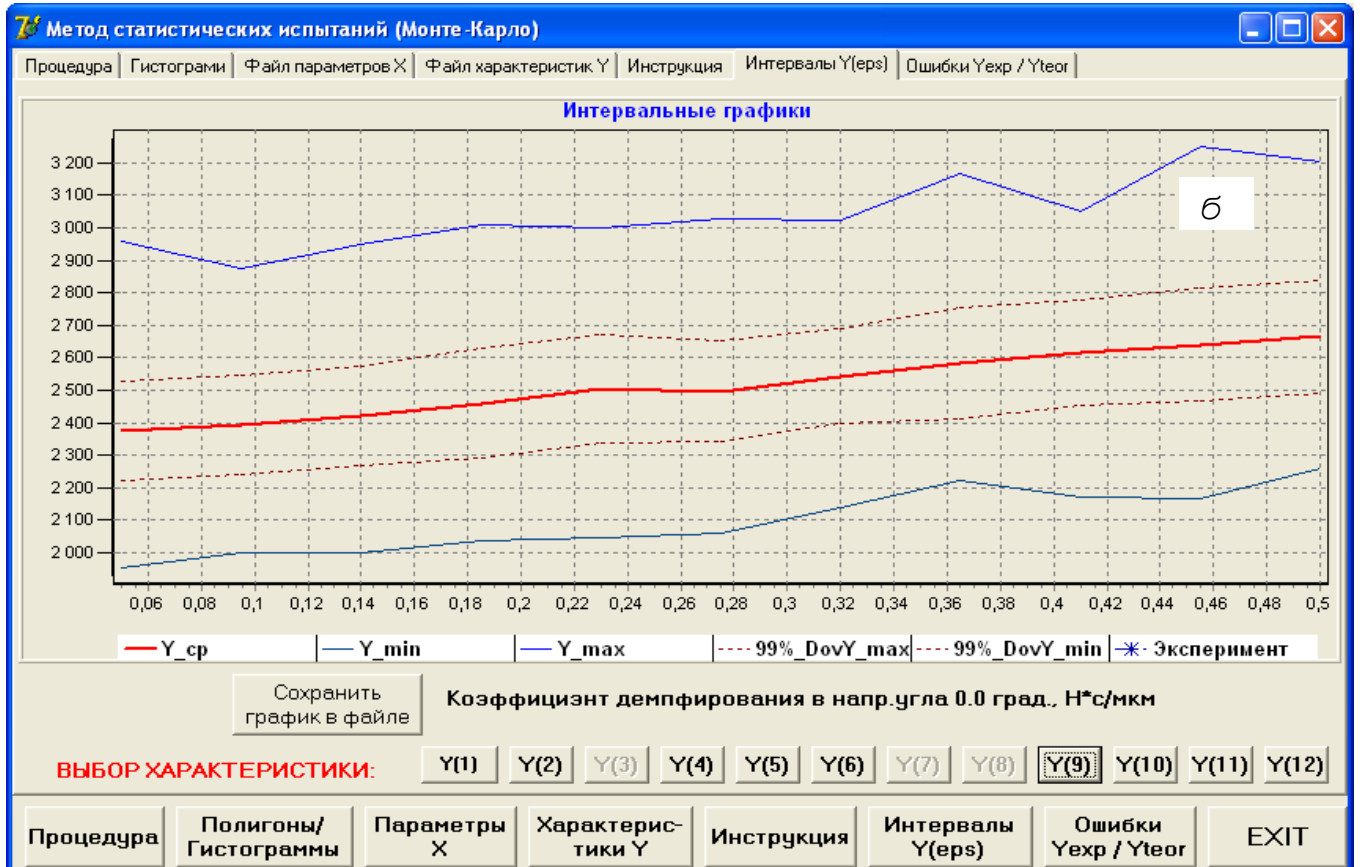
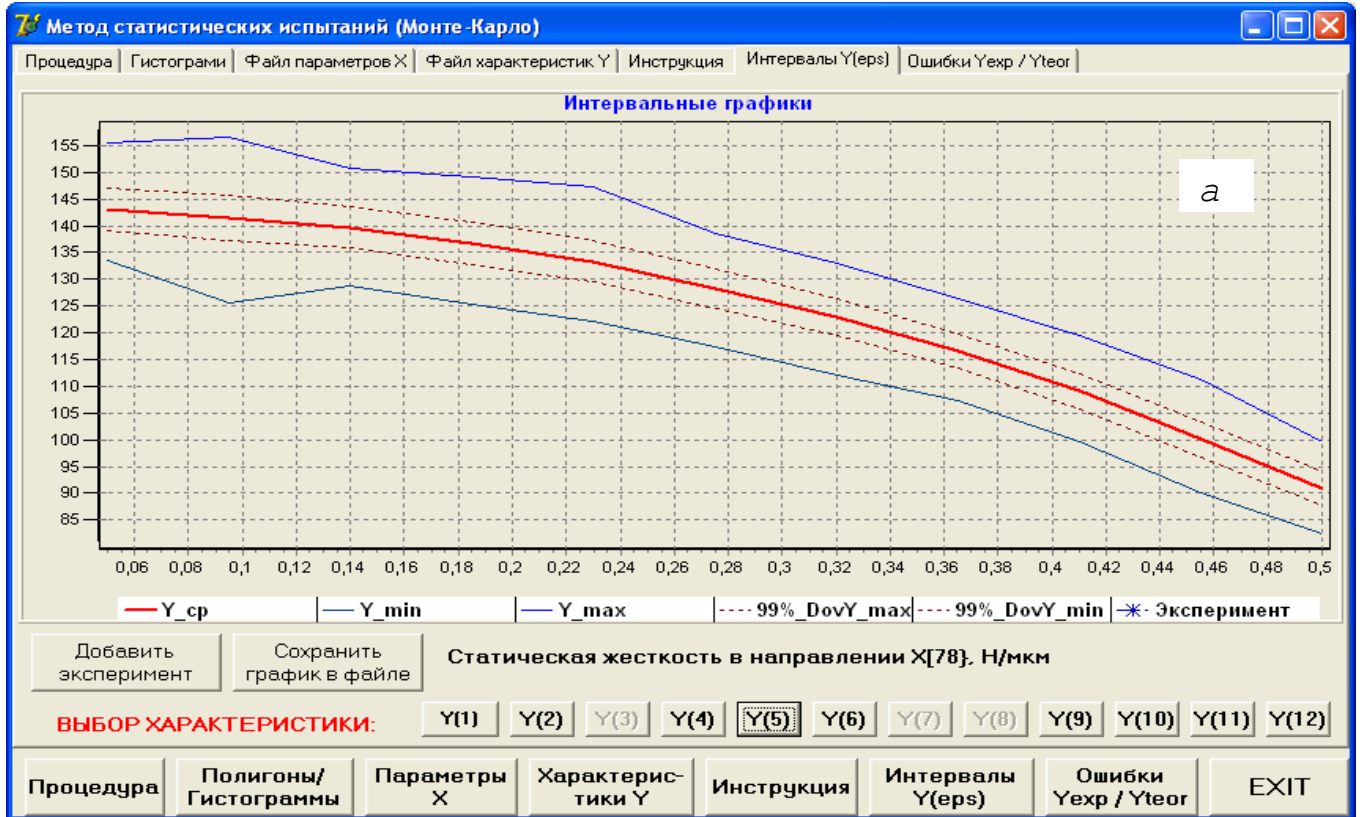


Рис. 3.7. – Интервальные характеристики: а) статической жесткости; б) демпфирования

3.2.3 Загальна модель прогнозування

При побудові загальної моделі прогнозування приймемо наступні припущення й міркування, які є характерними для ГСП:

- 1) прогноз виконується тільки методом статистичного моделювання, оскільки моделі об'єктів (ГСП) не можна уявити в аналітичному вигляді;
 - 2) розподіл кожного із параметрів x_i ММ об'єкту є незалежним;
 - 3) раптові відмови мають рівні інтенсивності λ для усіх параметрів x_i ММ об'єкту, тобто раптова відмова відноситься до усього об'єкту в цілому;
 - 4) імовірність $P_p(t)$ раптових відмов підкоряється пуасонівському закону розподілу з інтенсивністю λ ;
 - 5) імовірність $P_n(t)$ поступових відмов обчислюються для усього об'єкту в цілому;
 - 5) тренди окремих параметрів x_i у часі t є лінійними і незалежними.
- У цих умовах імовірність безвідмовної роботи нового ГСП [18]:

$$P_{\bar{A}Ni}(t) = e^{-\lambda t} P_n(t).$$

Практика попередніх розрахунків статистичного моделювання характеристик y_j ГСП з використанням процедури MONKAR показала, що їх розподіл підкоряється нормальному закону (див. рис. 3.7). При цьому нижня $y_j^-(\alpha)$ й верхня $y_j^+(\alpha)$ границі на заданому довірчому рівні α визначаються по квантілю $u_p(\alpha)$ нормального розподілу і значенням m_j і σ_j , де m_j і σ_j – відповідно вибіркове середнє і оцінка середнього квадратичного відхилення характеристики y_j , які узяті по обраній кількості прогонів статистичного моделювання. Характеристики y_j ГСП можуть бути такими, які треба збільшувати (жорсткість, демпфування) - y_j^+ і такими, які треба зменшувати (втрати тертя) - y_j^- . Далі розглянемо випадок y_j^+ , який визначає роботоздатність у робочому просторі верстата. При цьому, якщо $[y_j]$ – припустиме значення (границя) y_j , то можливі дві ситуації:

- 1) $[y_j]$ не попадає в довірчий інтервал (див. рис. 3.7), тобто на обраному

довірчому рівні α можна говорити о запасі на рівні α надійності $k_j = y_j(\alpha)/ [y_j]$, а $P_{nj}(t) \cong 1$;

2) $[y_j]$ попадає в довірчий інтервал, тоді $P_{nj}(t) = 0,5 - \hat{\Phi}\left(\frac{[y_j] - m_j}{\sigma_j}\right)$, де Φ – функція Лапласа [18].

3.3 Висновки по розділу

Розроблено математична модель і програма статистичного аналізу характеристик шпindelьних гідростатичних підшипників. Це дозволяє зробити наступні висновки:

1. Для отримання програмних процедур розрахунку характеристик ГСП і ділянок потоку можна використовувати типові алгоритми, тобто типізувати процес розробки програмного забезпечення при розширенні предметної області та добавленні методів аналізу.

2. Визначено аспекти прогнозування параметричної надійності шпindelьних ГСП: системний, функціональний, часовий та конструкторсько-технологічний.

3. Визначено й програмно реалізовано математичні моделі прогнозування характеристик ГСП: статичних, а також пов'язаних з процесами різної швидкості (повільної, середньої, швидкої).

РОЗДІЛ 4

ПРАКТИЧНА АПРОБАЦІЯ РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДИК І ПРОГРАМ

Практична апробація розроблених методик і програм проводилася для ГСП шпинделя токарно-револьверного автомату мод. 16Б05П.

4.1 Статична жорсткість передньої радіальної опори

Досліджувалася статична жорсткість опори при обертанні шпинделя з частотою 2500 об/хв [18-20]. Параметри визначалися при ступінчастім навантаженні шпинделя (через 80 Н) радіальною силою знизу уверх і одночасним вимірюванням його зміщень під дією цієї сили. Виміри зміщень шпинделя виконувалися ємнісним датчиком.

На рис. 4.1 наведені теоретичні і експериментальні залежності мастильного шару опори при тисках мастила до дроселів відповідно 1,5 і 3,0 МПа. Для теоретичних розрахунків були обрані вихідні дані, які наведені у Додатку Г.1. Параметри, які не вдалося визначити точно (відхилення форми у повздовжньому напрямку і перекис в опоре) обиралися в межах 10% рівномірно розповсюдженої похибки від допуску на діаметральний розмір підшипника, а форма відхилення поверхонь обиралася випадково. При цьому статична жорсткість (j) ГСП розраховувалася за програмою CSDR (див. Додаток Б.1) з програмою обробки типу статистичних випробувань за методом Монте-Карло MONKAR (див. Додаток В) при 400 прогонах. Відносний ексцентриситет в опорі обирався в межах $\varepsilon = 0 \dots 0,5$ через 0,05. З графіків на рис. 4.1 бачимо, що експериментальні значення жорсткості повністю належать теоретичним інтервалам невизначеності, які отримані при комп'ютерних статистичних

випробуваннях. Відхилення теоретичних середніх значень j не перевищує 5-ох процентів, а теоретичний інтервал невизначеності в межах 10 - 35% від значень j , які отримані з експерименту.

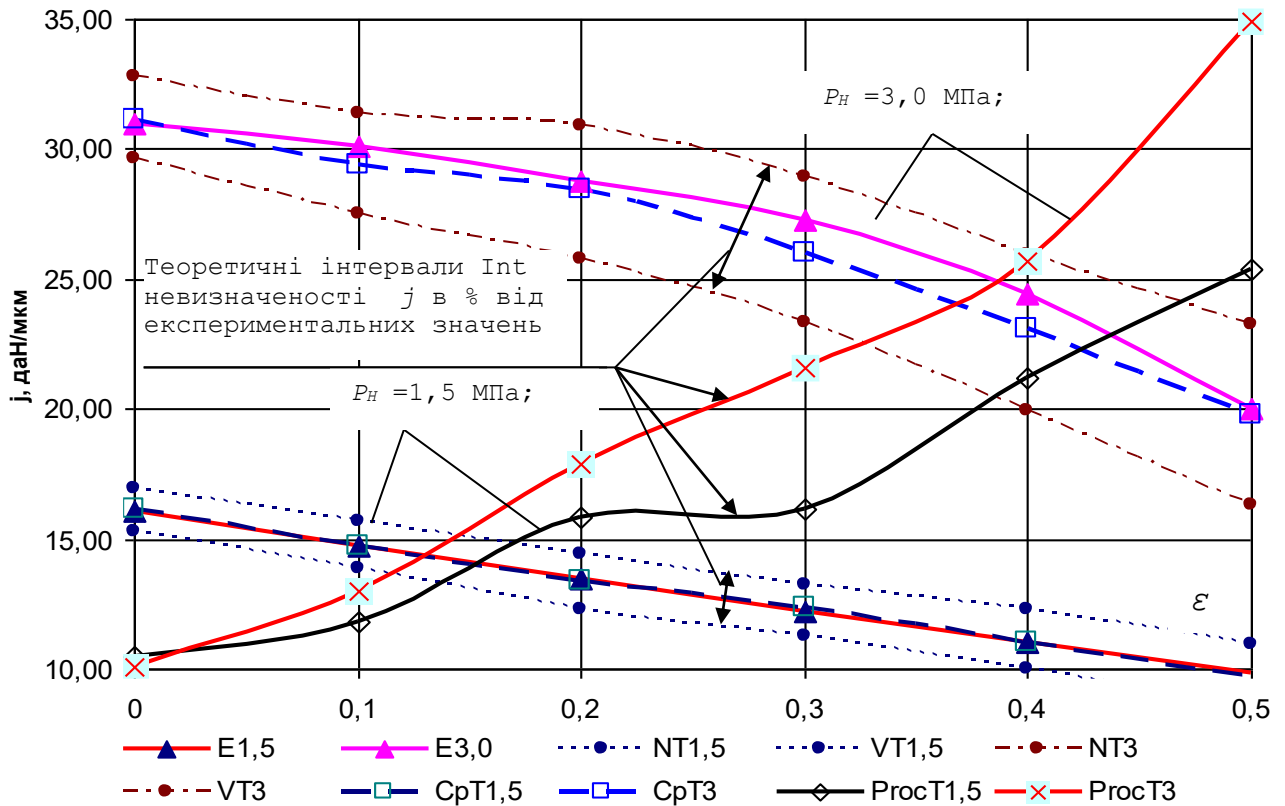


Рис. 4.1 - Експериментальні і теоретичні залежності статичної жорсткості від ексцентриситету ε : позначення див. табл. 4.1.

Останнє підтверджує попередні висновки про суттєвий вплив відхилення форми у повздовжньому напрямку і перекосу в опорі на її характеристики

Розрахунки за розробленими моделями показали (табл.5.2), що інтервали Int невизначеності j зростають при збільшенні відносного ексцентриситету ε , а також при збільшенні тиску мастила, при цьому відносна невизначеність % Int збільшується при зростанні тиску, що можна пояснити збільшенням впливу тиску в кишнях ГСП перерозподіл витрат мастила через перемички при наявності відхилення форми у повздовжньому напрямку і перекосу в опорі.

Таблиця 4.1 - Результати співставлення експериментальних і теоретичних значень статичної жорсткості j передньої радіальної опори

| Експ. | Експеримент E | Нижня NT теоретична границя невизначеності j | Верхня VT теоретична границя невизначеності j | Середнє СрТ теоретичне значення j | Теоретичні інтервали Int невизначеності j | | Розмір похибки між теорією і експериментом | |
|-------------------------------------------|------------------|---------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|---------------------------------------------------|--------------------|--------------------------------------------------|--------|
| | | | | | Розмір | % від експерим. | Абсолютний | в % |
| Тиск мастила до дроселів $P_H = 1,5$ МПа; | | | | | | | | |
| ε | E1,5 | NT1,5 | VT1,5 | СрТ1,5 | Int1,5 | Proc | E1,5- СрТ1,5 | Proc |
| 0 | 16,10 | 15,24 | 16,94 | 16,12 | 1,69 | 10,50 | -0,02 | 0,12 |
| 0,1 | 14,73 | 13,90 | 15,65 | 14,74 | 1,74 | 11,83 | -0,01 | 0,06 |
| 0,2 | 13,48 | 12,29 | 14,42 | 13,40 | 2,12 | 15,86 | 0,08 | 0,62 |
| 0,3 | 12,24 | 11,24 | 13,24 | 12,37 | 2,00 | 16,17 | -0,12 | 1,01 |
| 0,4 | 11,02 | 9,96 | 12,30 | 11,04 | 2,34 | 21,20 | -0,02 | 0,21 |
| 0,5 | 9,81 | 8,52 | 10,98 | 9,71 | 2,46 | 25,37 | 0,10 | 1,05 |
| Тиск мастила до дроселів $P_H = 3,0$ МПа; | | | | | | | | |
| ε | E3,0 | NT3 | VT3 | СрТ3 | Int3 | Proc | E3,0- СрТ3 | Proc |
| 0 | 31,00 | 29,62 | 32,77 | 31,17 | 3,15 | 10,09 | -0,17 | 0,56 |
| 0,1 | 30,10 | 27,53 | 31,36 | 29,39 | 3,83 | 13,02 | 0,71 | 2,37 |
| 0,2 | 28,80 | 25,80 | 30,88 | 28,43 | 5,08 | 17,87 | 0,37 | 1,29 |
| 0,3 | 27,30 | 23,33 | 28,96 | 26,04 | 5,63 | 21,62 | 1,26 | 4,62 |
| 0,4 | 24,40 | 19,96 | 25,90 | 23,07 | 5,94 | 25,73 | 1,33 | 5,43 |
| 0,5 | 20,00 | 16,34 | 23,24 | 19,75 | 6,89 | 34,91 | 0,25 | 1,26 |

4.2 Статична жорсткість осьової опори

Досліджувалася статична жорсткість опори на експериментальній установці при обертанні шпинделя з частотою 2500 об/хв. На рис. 4.2 наведені теоретичні і експериментальні залежності мастильного шару опори при тисках мастила до дроселів відповідно 1,5 і 3,0 МПа.

Для теоретичних розрахунків були обрані вихідні дані, які наведені у Додатку Г.2. Параметри, які не вдалося визначити точно (відхилення форми у радіальному напрямку і коефіцієнт динамічної в'язкості) обиралися в межах 10% рівномірно розповсюдженої похибки від номінального значення, а форма відхилення поверхонь обиралася випадково. При цьому статична жорсткість (j) ГСП розраховувалася за програмою OsGSP1 (додаток Б.2) з програмою обробки типу

статистичних випробувань за методом Монте-Карло MONKAR (див. додаток В) при 400 прогонах. Відносний ексцентриситет в опорі обирався в межах $\varepsilon = 0 \dots 0,5$ через 0,05. З графіків на рис. 4.2 бачимо, що експериментальні значення жорсткості повністю належать теоретичним інтервалам невизначеності, які отримані при комп'ютерних статистичних випробуваннях.

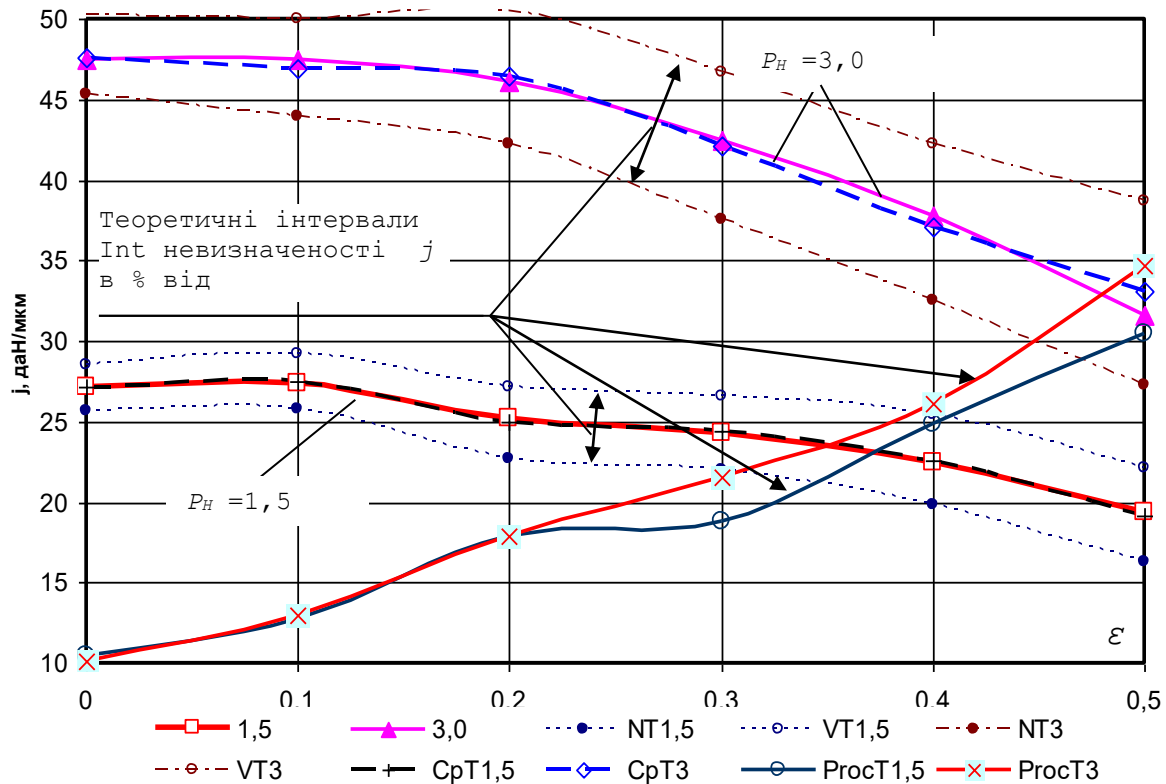


Рис. 4.2 - Експериментальні і теоретичні залежності статичної жорсткості від ексцентриситету ε : позначення див. табл. 4.2

Відхилення теоретичних середніх значень j не перевищує 5-ох процентів, а теоретичний інтервал невизначеності в межах 10 - 35% від значень j , які отримані з експерименту. Останнє також підтверджує суттєвий вплив відхилення форми у радіальному напрямку і перекосу в опорі на її характеристики.

Розрахунки за розробленими моделями показали (табл. 4.2), що інтервали Int невизначеності j зростають при збільшенні відносного ексцентриситету ε , а також при збільшенні тиску мастила, при цьому відносна невизначеність %Int збільшується

при зростанні тиску, що можна пояснити збільшенням впливу тиску в кишнях ГСП перерозподіл витрат мастила через перемички при наявності відхилення форми у радіальному напрямку і перекосу в опорі.

Табл. 4.2 - Результати співставлення експериментальних і теоретичних значень статичної жорсткості j осьової опори

| Експ. Екц. | Експеримент E | Нижня NT теоретична границя невизначеності j | Верхня VT теоретична границя невизначеності j | Середнє CpT теоретичне значення j | Теоретичні інтервали Int невизначеності j | | Розмір похибки між теорією і експериментом | |
|-------------------------------------------|---------------|------------------------------------------------|-------------------------------------------------|-------------------------------------|---------------------------------------------|-----------------|--------------------------------------------|------|
| | | | | | Розмір | % вид експерим. | Абсолютний | в % |
| Тиск мастила до дроселів $P_H = 1,5$ МПа; | | | | | | | | |
| ε | E1,5 | NT1,5 | VT1 5 | Cp T1,5 | I nt1,5 | Pr oc | E1,5- CpT1,5 | Proc |
| 0 | 27,15054 | 25,71 | 28,56 | 27,16 | 2,85 | 10,51 | -0,01 | 0,05 |
| 0,1 | 27,4191 | 25,75 | 29,25 | 27,47 | 3,50 | 12,72 | -0,05 | 0,18 |
| 0,2 | 25,15849 | 22,6 | 27,12 | 24,93 | 4,46 | 17,89 | 0,23 | 0,90 |
| 0,3 | 24,32445 | 22,02 | 26,62 | 24,45 | 4,60 | 18,82 | -0,12 | 0,50 |
| 0,4 | 22,40031 | 19,85 | 25,48 | 22,58 | 5,63 | 24,91 | -0,18 | 0,79 |
| 0,5 | 19,3749 | 16,31 | 22,15 | 19,9 | 5,84 | 30,42 | 0,19 | 0,97 |
| Тиск мастила до дроселів $P_H = 3,0$ МПа; | | | | | | | | |
| ε | E3,0 | NT3 | VT3 | CpT3 | Int3 | Proc | E3,0-CpT3 | Proc |
| 0 | 47,45999 | 45,35 | 50,17 | 47,63 | 4,82 | 10,12 | -0,17 | 0,36 |
| 0,1 | 47,43452 | 43,8 9 | 49,9 9 | 46,9 7 | 6 ,10 | 12,98 | 0,46 | 0,98 |
| 0,2 | 46,11082 | 42,1 8 | 50,4 8 | 46,4 8 | 8 ,31 | 17,87 | -0,37 | 0,80 |
| 0,3 | 42,44008 | 37,5 9 | 46,6 6 | 42,1 6 | 9 ,07 | 21,52 | 0,28 | 0,67 |
| 0,4 | 37,81909 | 32,5 6 | 42,2 5 | 37,0 8 | 9 ,68 | 26,12 | 0,74 | 1,95 |
| 0,5 | 31,56135 | 27,2 3 | 38,7 2 | 33,1 2 | 1 1,49 | 34,69 | -1,56 | 4,95 |

Зміщена оцінка середньо - квадратичної похибки апроксимації $\sigma = 0,0073$ мкм, двобічний 95% інтервал по залишках - 0,0025 мкм. Для визначення приведених мас шпиндель у зборі зважувався одночасно на двох важелях по підшипникових шийках, які встановлювалися на призмах. Отримано значення: $a_1 = 64,01$ кг; $a_2 = 22,01$ кг. Статичні жорсткості підшипників отримано з експерименту (див. табл. 5.2) і

розрахунково, відповідно: $c_1 = 161$ Н/мкм; $c_2 = 137$ Н/мкм з 95% довірчими інтервалами $\cong \pm 7,5$ Н/мкм. На рис. 4.3 наведений розрахунковий графік залежності коефіцієнту тертя в опорі в напрямку кишені у функції відносного зміщення при встановлених параметрах.

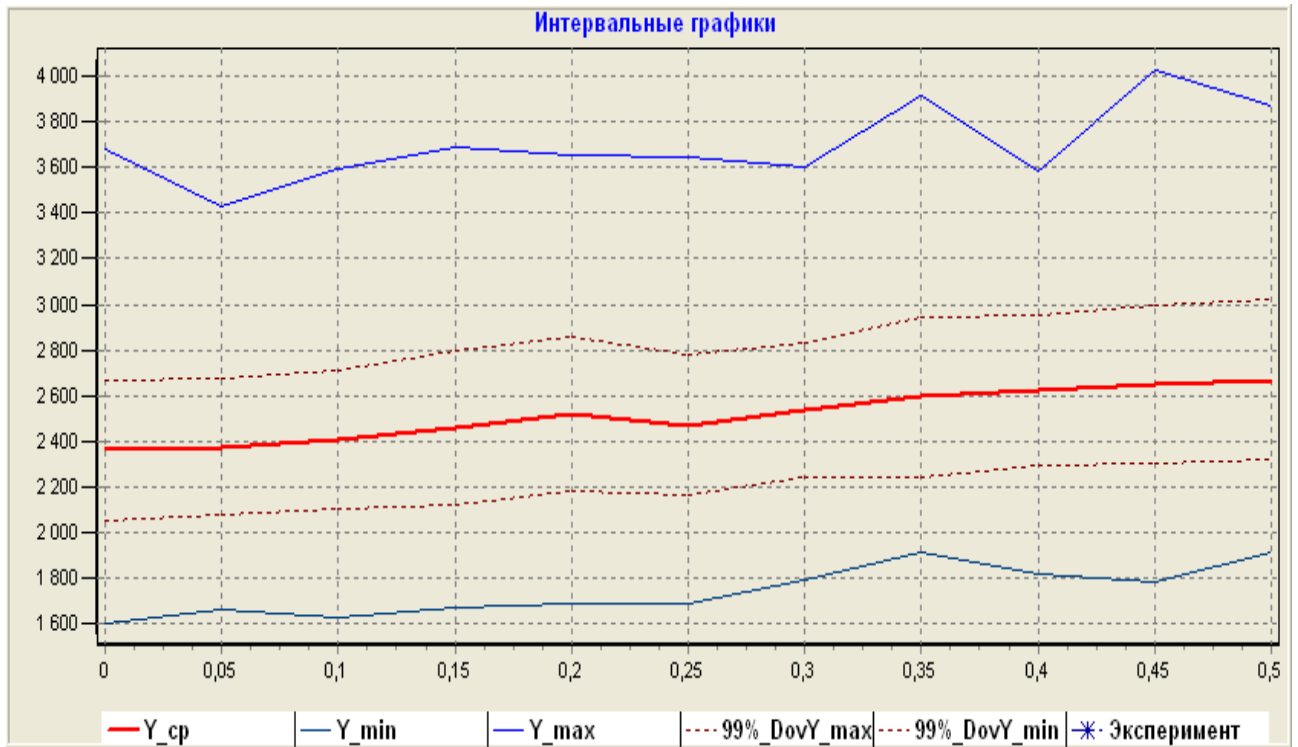


Рис. 4.3 - Розрахункова імовірнісна залежність коефіцієнту тертя K_δ , Н·с/м в напрямку кишені у функції відносного зміщення ε за протоколом програми:

***Распределение нормальное, симметричное; число испытаний $N_{rr}=400$; рассеивание $Int=0,1$ ***

/// Интервальная оценка $Y(9)$ от эксцентриситета ///

| ε | $K_\delta \text{ min}$ | $K_\delta \text{ max}$ | $K_\delta \text{ max} - K_\delta \text{ min}$ | $K_\delta \text{ ср}$ | σK_δ | 99% дов. інтервал K_δ |
|---------------|------------------------|------------------------|-----------------------------------------------|-----------------------|-------------------|------------------------------|
| 0 | 1602.20 | 3680.44 | 2078.24 | 2363.71 | 312.32 | 307.324 |
| 0.05 | 1660.61 | 3429.52 | 1768.91 | 2376.28 | 305.83 | 300.933 |
| 0.10 | 1629.63 | 3589.26 | 1959.63 | 2405.73 | 308.59 | 303.649 |
| 0.15 | 1671.37 | 3689.71 | 2018.34 | 2456.47 | 342.33 | 336.854 |
| 0.20 | 1690.62 | 3649.52 | 1958.90 | 2520.12 | 342.69 | 337.207 |
| 0.25 | 1692.56 | 3645.71 | 1953.15 | 2471.13 | 311.95 | 306.959 |
| 0.30 | 1795.11 | 3600.18 | 1805.07 | 2534.79 | 297.51 | 292.751 |
| 0.35 | 1911.75 | 3911.61 | 1999.86 | 2593.61 | 352.74 | 347.098 |
| 0.40 | 1819.26 | 3580.15 | 1760.89 | 2625.94 | 332.99 | 327.661 |
| 0.45 | 1781.57 | 4025.92 | 2244.35 | 2648.67 | 354.45 | 348.781 |
| 0.50 | 1913.95 | 3869.55 | 1955.59 | 2670.05 | 355.63 | 349.938 |

4.3 Висновки по розділу

1. Співставлення експериментальних даних з результатами теоретичних розрахунків показало, що експериментальні значення статичної жорсткості повністю відповідають теоретичним інтервалам невизначеності, які отримані при комп'ютерних статистичних випробуваннях. Відхилення теоретичних середніх значень j не перевищує 5 %, а теоретичний інтервал невизначеності в межах 10 - 35% від значень j , які отримані з експерименту. Це підтверджує вплив відхилення форми у повздовжньому напрямку і перекосу в опорі на її характеристики.

2. Інтервали розрахункової невизначеності статичної жорсткості j зростають при збільшенні відносного ексцентриситету ε , а також при збільшенні тиску мастила, при цьому відносна невизначеність збільшується при зростанні тиску, що пояснюється збільшенням впливу тиску в кишнях ГСП і перерозподілом витрат мастила через перемички при наявності відхилення форми і перекосу в опорі.

3. Проведені дослідження енергетичних і навантажувальних статичних і динамічних характеристик змащувального шару радіальної 4-х камерної гідростатичної опори і співставлення експериментальних даних з результатами теоретичних розрахунків. Експериментальні значення статичної жорсткості j повністю належать теоретичним інтервалам невизначеності, які отримані при комп'ютерних статистичних випробуваннях. Відхилення теоретичних середніх значень j не перевищує 5-ох %, а теоретичний інтервал невизначеності в межах 10 - 35% від значень j , які отримані з експерименту.

4. Інтервали розрахункової невизначеності статичної жорсткості j радіального ГСП також зростають при збільшенні відносного ексцентриситету ε і при збільшенні тиску мастила; відносна невизначеність $\% \text{Int}$ теж збільшується. Останнє пояснюється збільшенням впливу тиску у кишнях ГСП перерозподіл витрат мастила через перемички при наявності відхилення форми у повздовжньому напрямку і перекосу у опорі

ВИСНОВКИ

Проведені у даній роботі дослідження з метою автоматизації визначення імовірності безвідмовної роботи і параметричної надійності з'єднань і вузлів металорізальних верстатів і верстатного устаткування дозволяють зробити наступні висновки:

1. Існуючі математичні моделі адекватно описують процеси і стан шпиндельних ГСП при їх роботі і дозволяють автоматизувати процес проектування, оптимізації і прогнозування параметричної надійності методами статистичних випробувань.

2. Розроблено програму OBR101 розрахунку і вибору оптимальних параметрів шпиндельних ГСП в середовищі Delphi 7 на мові програмування Object Pascal.

4. Для прогнозування параметричної надійності із врахуванням конструкторсько-технологічного аспекту розроблено програму STAMOD розрахунків імовірнісних характеристик шпиндельних ГСП методом статистичних прогонів.

5. Проведені дослідження енергетичних і навантажувальних статичних і динамічних характеристик змашувального шару плоскої замкнутої гідростатичної опори і радіального ГСП з дренажними канавками. Співставлення експериментальних даних з результатами теоретичних розрахунків показало, що експериментальні значення статичної жорсткості повністю належать теоретичним інтервалам невизначеності, які отримані при комп'ютерних статистичних випробуваннях. Відхилення теоретичних середніх значень j не перевищує 5-ох процентів для обох опор, а теоретичний інтервал невизначеності в межах 10 - 35% від значень j , які отримані з експерименту. Це підтверджує суттєвий вплив відхилення форми у повздожньому напрямку і перекоосу в опоре на її характеристики. Встановлено, що інтервали розрахункової невизначеності статичної

жорсткості j зростають при збільшенні відносного ексцентриситету ε , а також при збільшенні тиску мастила, при цьому відносна невизначеність збільшується при зростанні тиску, що пояснюється збільшенням впливу тиску в кишнях ГСП і перерозподілом витрат мастила через перемички при наявності відхилення форми і перекосу в опорі.

6. Розроблені комп'ютерні програми і методики розрахунків відповідають сучасним вимогам до програмного забезпечення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник за ред. Р.І. Сіліна. – Львів: Видавництво «Бескид Бід», 2008. – 448с.
2. Гордєєв О.Ф., Полінкевич Р.М. Розробка математичної моделі плоскої кільцевої перемички упорного гідростатичного підшипника // Наукові нотатки ЛДТУ. – Вип..19. – Луцьк 2007. – с. 44-55.
3. Гордєєв О.Ф., Полінкевич Р.М. Структура математичного забезпечення автоматизованого проектування гідростатичних підшипників шпинделів верстатів // Наукові нотатки ЛДТУ. – Вип. 17. – Луцьк: 2005. – С. 81-86.
4. Гордєєв О. Ф. напрямки та перспективи розвитку конструкцій шпindelних опор верстатів для високошвидкісної та високопродуктивної обробки / О. Ф. Гордєєв, П. О. Захаров // наукові нотатки. – 2007. – вип. 20, т. 1. – с. 96-101.
5. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХП», 2020. – 275 с.
6. Гайдамака А. В. .Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. / А. В. Гайдамака. – Х. : НТУ «ХП», 2009. – 250с.
7. Денильченко Ю. М. Кузнецов В. П. Прецизійні шпindelльні вузли на опорах кочення (теорія і практика). Тернопіль – Київ. Економічна думка. 2003. – 344 с.
8. Зубовецька Н.Т. Прогнозування розвитку динамічних процесів у металорізальних верстатах на основі теорії коінтеграції/ Н.Т. Зубовецька // ЛНТУ Наукові нотатки . – 2013. – № 42 – с. 106 –112.
9. Зубовецька Н.Т. Теоретичне дослідження механізму демпфування в шарах мащення газо-гідравлічних інерційних підшипників. / Н.Т. Зубовецька, Р.М.

Полінкевич, Р.Г. Редько, Р.А. Склярів. // Наукові нотатки. Випуск 54. Луцьк, 2016. С. 135 – 140.

10. Ковальов В.Д. Основи теорії розрахунку та проектування гідравлічних опорних вузлів верстатного устаткування. Дис.докт.техн.наук. К.: КПІ, 2001. – 424 с.

11. Металорізальні верстати та верстатні системи: Навч. У 2 т. - Т. Верстати з числовим програмним управлінням. Гнучкі виробничі системи та автоматичні лінії / За заг. Ред. Ю.М. Свитковського.- Іжевськ: Вид-во ІжГТУ, 2001.-260 с. : іл.

12. Полінкевич Р.М. Функціонально-модульний аналіз і параметричній синтез шпindelних гідростатичних підшипників з комплексним врахуванням погрешностей і невизначеності їх параметрів. - Канд. дисс. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 198 с.

13. Полінкевич Р.М. Програмні методи і засоби цифрового моделювання динаміки гідроприводів металорізальних верстатів/ Р.М.Полінкевич, Д.О. Сомов, Н.Т.Зубовецька. // Луцький НТУ Наукові нотатки. 2015. –№ 50 с. 166-170с.

14. Полінкевич Р.М. Сучасний рівень автоматизації проектування. / Р.М. Полінкевич, Н.Т. Зубовецька, Т.І. Четвержук. // Луцький НТУ Наукові нотатки. –2015. – № 51 с. 138-142. (РІНЦ)

15. Підшипники кочення: Ч.1. Кулькові підшипники [Електронний ресурс]: навч. наоч. посіб. для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад. А. К. Скуратовський. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,94 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 51 с.

16. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

17. Сахно Ю.О. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів/ Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, В.С. Волик. – Ніжин: ТОВ «Видавництво «АспектПоліграф», 2009. – 172 с.

18. Струтинський В.Б., Даниленко О.В., Дем'яненко С.К. Визначення основних характеристик радіального гідростатичного підшипника шпинделя токарного верстата.- Вістник НТУУ "КПІ" серія "Машинобудування", Київ, 2001, № 40, с. 313 - 322.

19. Трегуб В.Г. Проектування систем автоматизації: Навч. посібник / В.Г. Трегуб. – К.: Видавництво Ліра-К, 2014. – 344 с.

20. Федориненко Д. Ю. Шпиндельні гідростатичні підшипники : монографія / Д. Ю. Федориненко, С. П. Сапон. – Чернігів : ЧНТУ, 2016. – 403 с.

21. Методологія підготовки випускної роботи за спеціальністю 131 - Прикладна механіка (освітній рівень – бакалавр; спеціалізація – технології машинобудування): Навчальний посібник / В.Д. Рудь, Т.Є. Божко, Т.Н. Гальчук. - Луцьк: РВВ Луцького НТУ, – 2017. – 487 с.