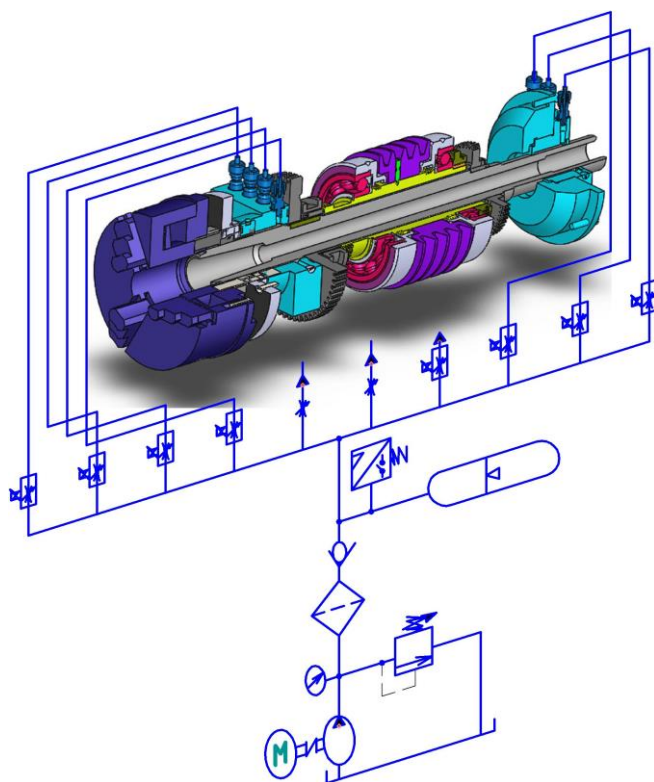


Д.Ю. Федориненко
С.П. Сапон

ШПИНДЕЛЬНІ ГІДРОСТАТИЧНІ ПІДШИПНИКИ



Міністерство освіти і науки України
Чернігівський національний технологічний університет

Д. Ю. Федориненко, С. П. Сапон

**ШПИНДЕЛЬНІ
ГІДРОСТАТИЧНІ
ПІДШИПНИКИ**

Монографія

Чернігів
2016

УДК 621.822.172
ББК 34.445
Ф33

*Рекомендовано до видання Вченою радою ЧНТУ
(протокол № 11 від 28.12.2015 р.)*

Рецензенти:

Струтинський В.Б., д.т.н., професор, завідувач кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут”;

Тіхенко В.М., д.т.н., професор, завідувач кафедри металорізальних верстатів, метрології та сертифікації Одеського національного політехнічного університету;

Сахно Є.Ю., д.т.н., професор, завідувач кафедри управління якістю та проектами Чернігівського національного технологічного університету.

Ф 33 Федориненко Д. Ю.

Шпindelьні гідростатичні підшипники: монографія / Д. Ю. Федориненко, С.П. Сапон – Чернігів: ЧНТУ, 2016. – 404 с.

ISBN 978-966-7496-70-8

Монографія присвячена дослідженню точності верстатів з шпindelьними вузлами на гідростатичних підшипниках. Висвітлено теоретичні основи, результати чисельного моделювання та експериментального визначення точності шпindelьних вузлів з гідростатичними підшипниками за показниками траєкторії переміщення шпindelя та показником точності форми зразків-виробів. Докладно розглянуто питання аналізу робочих процесів у радіальних гідростатичних опорах регульованого типу. Значну увагу у монографії приділено методам забезпечення стабільної величини товщини мастильного шару у радіальних опорах шпindelя, які ґрунтуються на регулюванні витратних характеристик та (або) регулюванні величиною статичного зазору у підшипниках з пружними елементами корпусу.

Запропоновані конструкції регульованих радіальних гідростатичних підшипників шпindelьних вузлів, які дозволяють підвищити точність регулювання величини радіального зазору, швидкохідність, технологічність виготовлення опор та розширити номенклатуру конструкційних матеріалів для їх виготовлення.

Для наукових, інженерно-технічних працівників, аспірантів і студентів, що займаються дослідженням та проектуванням гідравлічних підшипників обертових вузлів технологічного обладнання.

Іл.: 251. Табл.: 21. Бібліогр. 181 назв.

УДК 621.822.172

ББК 34.445

ISBN 978-966-7496-70-8

© Федориненко Д.Ю., Сапон С.П.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень і термінів	5
Вступ.....	6
ЧАСТИНА I. ТОЧНІСТЬ ВЕРСТАТІВ ЗІ ШПИНДЕЛЬНИМИ ГІДРОСТАТИЧНИМИ ПІДШИПНИКАМИ.....	9
Розділ 1. Теоретичні основи визначення точності шпиндельних вузлів на гідростатичних підшипниках	9
1.1. Математична модель траєкторій руху шпинделя в зосереджених параметрах	11
1.2. Математична модель шпинделя в розподілених параметрах.....	27
1.3. Просторове положення характеристичного вектора шпинделя.....	56
Розділ 2. Дослідження точності шпиндельних вузлів верстатів ..	63
2.1. Методика та результати чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя	63
2.2. Дослідження положення характеристичного вектора шпинделя	79
2.3. Експериментальне визначення точності обертання шпиндельних вузлів	91
2.4. Визначення точності шпиндельного вузла за показником радіального биття	124
Розділ 3. Точність оброблення зразків-виробів	126
3.1. Аналіз точності оброблення зразків-виробів на шліфувальному верстаті	126
3.2. Аналіз точності оброблення зразків-виробів на токарному верстаті	141
3.3. Взаємозв'язок статистичних характеристик траєкторій руху шпинделя та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів	160
Розділ 4. Жорсткість та коливання верстатів	172
4.1. Визначення статичної жорсткості шліфувального верстата ...	172
4.2. Динамічна якість шпиндельних вузлів верстатів	176
4.3. Дослідження вібраційних характеристик шпиндельної бабки прецизійного токарного верстата	187

ЧАСТИНА ІІ. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ПРОЕКТУВАННЯ РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ	200
Розділ 5. Визначення радіального зазору та тиску у гідростатичних підшипниках регульованого типу	200
5.1. Просторова геометрія регульованого радіального зазору	200
5.2. Визначення радіального зазору у тангенційному напрямку підшипника	211
5.3. Визначення радіального зазору в аксіальному напрямку підшипника	227
5.4. Просторова функція розподілу тиску на опорних поверхнях	231
5.5. Експериментальне дослідження тиску у карманах підшипників	251
Розділ 6. Вихідні характеристики гідростатичних підшипників регульованого типу	260
6.1. Статичні характеристики гідростатичних підшипників регульованого типу	260
6.2. Динамічні характеристики систем автоматичного керування з регульованими гідростатичними підшипниками	283
Розділ 7. Проектування гідростатичних підшипників регульованого типу	318
7.1. Розробка конструкцій регульованих гідравлічних підшипників шпинделя	318
7.2. Оптимізація проектування регульованих гідростатичних підшипників	346
7.3. Проектування шпindelних вузлів на регульованих гідростатичних підшипниках	358
7.4. Технологічні засоби підвищення точності регульованих гідростатичних підшипників	381
Перелік посилань	390

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

АФЧХ – амплітудно-фазова частотна характеристика;
АЦП – аналогово-цифрове перетворення;
АЧХ – амплітудно-частотна характеристика;
ГСО – гідростатична опора;
ГСП – гідростатичний підшипник;
ЕМП – електромеханічний перетворювач;
КВ – клапан витрат;
КД – кроковий двигун;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
ПК – персональний комп'ютер;
ПЛІС – програмована логічна інтегральна схема;
САК – система автоматичного керування;
CAD – Computer Aided Design;
CAE – Computer Aided Engineering;
CALS – Continuous Acquisition and Life Cycle Support;
СКВ – середньоквадратичне відхилення;
СКЗ – середньоквадратичне значення;
ШВ – шпindelний вузол;
ФЧХ – фазо-частотна характеристика.

ВСТУП

Сучасні пріоритети розвитку машинобудівної галузі висувають підвищені вимоги до точності, продуктивності, надійності металообробного обладнання та рівня його автоматизації. Ефективність технологічних процесів металообробки визначається можливістю забезпечення встановлених параметрів якості деталей, виходячи з наявних технологічних можливостей підприємства при мінімально можливих витратах часу, коштів і енергії. В умовах недостатніх фінансових можливостей більшості вітчизняних підприємств актуальним рішенням, що дає найчастіше ефект не менший, ніж придбання нового обладнання, є модернізація існуючих верстатів з метою підвищення їх точності, продуктивності, потужності, швидкохідності, зменшення експлуатаційних витрат.

Одним з найбільш відповідальних формоутворюючих вузлів будь-якого верстата є шпindelний вузол. Вихідні показники точності шпindelного вузла в значній мірі залежать від типу шпindelних опор, які повинні володіти високою жорсткістю, демпфуючою здатністю, забезпечувати необхідну швидкохідність, точність обертання шпинделя і довговічність.

Постійне підвищення вимог щодо швидкохідності, вібро- та теплостійкості зумовлює доцільність використання в опорах високошвидкісних шпindelних вузлів підшипників рідинного тертя, зокрема ГСП, які дозволяють забезпечити високу точність обертання шпинделя в широкому діапазоні швидкостей і навантажень та володіють високою жорсткістю і демпфуючою здатністю. Розробка нових та модернізація існуючих конструкцій шпindelних вузлів шляхом застосування в них ГСО регульованого типу є ефективним напрямком підвищення точності верстатів, що забезпечить розширення їх технологічних можливостей шляхом суміщення чорнкової та чистової обробки, підвищення продуктивності обробки на основі високошвидкісних конструктивних виконань опор та зниження експлуатаційних витрат завдяки регулюванню геометричних, експлуатаційних параметрів ГСО залежно від характеру технологічного навантаження.

Монографія присвячена актуальним питанням дослідження

прецизійних шпиндельних вузлів з ГСО нових конструкцій, розробці математичних моделей динамічних коливальних процесів шпиндельного вузла на основі імовірнісного підходу та дослідженню вихідних характеристик точності металорізальних верстатів. Запропоновані в роботі рішення спрямовані, насамперед, на розв'язання проблеми підвищення точності механічної обробки на верстатах токарної та шліфувальної груп.

Перша частина монографії присвячена дослідженню точності верстатів зі шпиндельними ГСО, висвітлено теоретичні основи визначення точності шпиндельних вузлів на ГСО, приведено методики та результати чисельного моделювання та експериментального визначення точності шпиндельних вузлів за показником траєкторії переміщення шпинделя. Проаналізовано закономірності формування точності верстатів токарної та шліфувальної груп за показником точності форми зразків-виробів залежно від конструктивних, експлуатаційних параметрів шпиндельних ГСП та технологічних навантажень. Шляхом встановлення взаємозв'язку статистичних характеристик траєкторій шпинделя та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів здійснено оцінку обґрунтованості встановлених закономірностей формування показників точності шпиндельних вузлів.

В четвертому розділі наведено результати визначення статичної жорсткості та динамічної якості шпиндельного вузла торцекруглошліфувального верстата а також результати експериментального дослідження вібраційних характеристик шпиндельного вузла прецизійного токарного верстата.

Друга частина монографії присвячена питанням аналізу робочих процесів та проектуванню шпиндельних радіальних ГСО регульованого типу. Термін «ГСО регульованого типу» означає спеціальний клас конструкцій опор, призначених для забезпечення стабільної величини шару мастила між спряженими опорними поверхнями підшипника шляхом регулювання параметрами опори в процесі експлуатації машин. Основну увагу у монографії приділено методам забезпечення стабільної величини товщини мастильної плівки в опорах шпинделя, які ґрунтуються на регулюванні витратних характеристик та (або) регулюванні величиною статичного зазору у підшипниках з пружними елементами корпусу.

У п'ятому розділі докладно розглянуті питання визначення

радіального зазору та розподілу тиску на опорних поверхнях регульованих ГСО. Проаналізовано вплив похибок форми, пружних та температурних деформацій опорних поверхонь ГСП на просторову форму регульованого радіального зазору. Розглянуто вплив неідеальної геометрії спряжених поверхонь шпindelьних ГСП на формування вихідних показників точності шпindelьного вузла. Наведено аналітичні залежності, що описують функцію тиску рідини в радіальному гідростатичному підшипнику з відхиленням форми спряжених поверхонь. Експериментально показано вплив коливань тиску в карманах ГСО на вихідні характеристики шпindelьних підшипників.

У шостому розділі проаналізовано вихідні характеристики ГСО регульованого типу з ідеалізованими опорними поверхнями та з відхиленнями форми спряжених поверхонь. Запропоновано технічні засоби автоматизації процесу керування параметрами шпindelьних ГСО, що створює передумови для розробки нових технологічних процесів прецизійної механічної обробки на верстатах з гідростатичними опорними вузлами.

Сьомий розділ присвячений розробці методики та проектних рекомендацій по створенню оптимальних конструкцій ГСО. Запропоновані конструкції регульованих ГСО шпindelьних вузлів, які дозволяють підвищити точність регулювання величини радіального зазору, швидкохідність, технологічність виготовлення опор та розширити номенклатуру конструкційних матеріалів для їх виготовлення. Запропоновано технологічні засоби підвищення точності ГСП з пружними корпусними елементами, які дозволяють на порядок знизити вплив технологічної спадковості на величину радіального зазору між спряженими поверхнями підшипника.

Приведені в монографії теоретичні та практичні результати можуть бути використані при проектуванні широкої номенклатури гідравлічних підшипників обертових вузлів технологічного обладнання.

Автори висловлюють глибоку вдячність професорам Струтинському В.Б., Тіхенку В.М., Сахну Є.Ю. за цінні поради та рекомендації, висловлені під час рецензування монографії.

ЧАСТИНА I

ТОЧНІСТЬ ВЕРСТАТІВ ЗІ ШПИНДЕЛЬНИМИ ГІДРОСТАТИЧНИМИ ПІДШИПНИКАМИ

РОЗДІЛ 1

Теоретичні основи визначення точності шпиндельних вузлів на гідростатичних підшипниках

Точність є одним із найважливіших критеріїв якості верстата, що, згідно [134], визначається трьома групами показників: показники, які характеризують точність обробки зразків-виробів; показники, які характеризують геометричну точність верстатів; додаткові показники.

Задана точність верстата може бути забезпечена шляхом: підвищення якості вузлів та деталей технологічної системи верстата; зменшення похибок обробки; керування параметрами технологічного процесу, що реалізується на верстаті.

Перспективним шляхом забезпечення заданої точності є керування точністю процесу обробки, що може бути реалізовано за вхідними або вихідними параметрами оброблюваних заготовок [2, 12]. Керування за вихідними параметрами зменшує систематичні похибки, обумовлені зношуванням різального інструменту та температурними деформаціями технологічної системи. Вплив випадкових похибок, обумовлених коливаннями припуску на обробку, встановленням заготовки може бути значно зменшений керуванням точністю процесу обробки за вхідними параметрами партії оброблюваних заготовок. Найбільш перспективними є системи адаптивного керування точністю обробки [2, 78], які забезпечують високі показники точності розмірів, геометричних форм оброблюваних різанням деталей.

Основним вузлом верстата, який визначає точність і продуктивність обробки, є шпиндельний вузол. Основними показниками якості шпиндельних вузлів є точність, швидкохідність, несуча здатність, статична жорсткість, динамічна якість, термостійкість, надійність, які, в свою чергу, залежать від їх конструктивних особливостей, працездатності опор шпинделя і способів змашування підшипників.

Одним з основних показників, що характеризує геометричну точність

верстата є точність шпindelного вузла, яка характеризується точністю його обертання у власних опорах та може бути оцiнена регламентованими параметрами радiального, осьового та торцевого биття окремих його виконавчих поверхонь. Цi характеристики визначають початковi (статичнi) показники точностi обертання шпинделя. Точність пiдшипникiв опор шпинделя повинна бути приблизно в 3 рази вища, нiж допустиме биття шпинделя [29].

Для оцiнювання динамiчної точностi обертання шпинделя доцiльного використовувати iнтегральнi показники [110, 113], а саме: параметри траєкторiй руху опорних точок шпинделя, якi розмiщуються на допомiжних базах шпинделя i визначають положення заготовки або iнструменту; параметри просторового положення характеристичного вектора шпинделя, початок якого знаходиться в перетинi осi шпинделя з поверхнею його допомiжної бази що, в свою чергу, визначає положення iнструменту (пристрою) в напрямку координати Z (рис. 1.1).

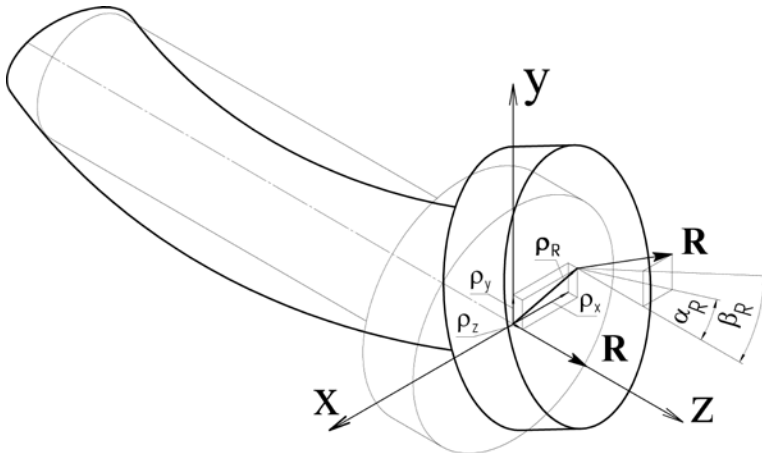


Рисунок 1.1 – Характеристичний вектор R шпинделя

Ансамблi реалiзацiй просторового положення вектора R мiстять практично всi похибки, пов'язанi зi змiщенням шпинделя у власних опорах, його пружними та тепловими деформацiями. Статистичнi характеристики iнтегральних показникiв точностi обертання шпинделя в повному обсязi визначають динамiчну якість шпindelного вузла верстата.

Задача моделювання траєкторій руху опорних точок шпинделя вирішується в два етапи:

1. Розробка стохастичної нелінійної математичної моделі для описання руху шпинделя в зосереджених параметрах з двома ступенями волі в площині ортогональній до осі обертання шпинделя;

2. Створення лінійної деформаційної математичної моделі шпинделя в розподілених параметрах на основі аналітичного дослідження початкової, статичної, динамічної форм зігнутої осі, що дозволить визначати траєкторії руху в будь-якому перетині шпинделя.

1.1. Математична модель траєкторій руху шпинделя в зосереджених параметрах

Метод траєкторій стосовно роторів на опорах ковзання ґрунтується на спільному чисельному розв'язку систем рівнянь руху ротора і рівнянь гiдродинаміки пiдшипникових вузлів.

Розглянемо припущення стосовно побудови математичної моделі траєкторій руху. Шпиндель подано у вигляді симетричного гнучкого ротора, який встановлений на двох ідентичних пiдшипниках ковзання. Маса шпинделя зосереджена в центрі мас; зовнішнє навантаження P прикладено в центрі мас; площина обертання навантаження ортогональна до геометричної осі шпинделя. В загальному випадку переміщення шпинделя в проекціях на нерухомі осі декартової системи координат подано у вигляді [22]:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F_x, \quad m \frac{d^2y}{dt^2} = F_y, \quad m \frac{d^2z}{dt^2} = F_z, \quad (1.1)$$

$$\frac{dH_x}{dt} = L_x, \quad \frac{dH_y}{dt} = L_y, \quad \frac{dH_z}{dt} = L_z, \quad (1.2)$$

де m – приведена маса шпинделя; x, y, z – проекції переміщення на відповідні осі координат (рис. 1.2); F_x, F_y, F_z – проекції зовнішнього навантаження на відповідні осі; $H_x, H_y, H_z, L_x, L_y, L_z$ – проекції вектора моменту кількості руху та вектора моменту зовнішнього навантаження відносно головних осей інерції.

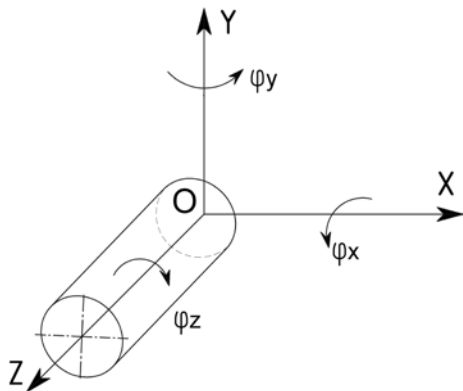


Рисунок 1.2 – До визначення рівнянь руху шпинделя

В приведеній системі рівняння (1.1) відносяться до поступального руху, а рівняння (1.2) описують відповідно кутові переміщення шпинделя. Враховуючи, що привод головного руху верстата володіє значним запасом потужності, можна покласти $\dot{\varphi}_z = \omega_{ш} = \text{const}$. Також будемо вважати, що швидкості обертання навколо інших осей значно менше ($\dot{\varphi}_y \ll \omega_{ш}, \dot{\varphi}_x \ll \omega_{ш}$). Тоді поперечні коливання ізотропного шпинделя з урахуванням (1.1) і (1.2) можна представити у вигляді:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_x, \quad m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_y, \quad (1.3)$$

$$I \frac{d^2 \varphi_x}{dt^2} + I_z \frac{d\varphi_z}{dt} \frac{d\varphi_y}{dt} = L_x, \quad I \frac{d^2 \varphi_y}{dt^2} - I_z \frac{d\varphi_z}{dt} \frac{d\varphi_x}{dt} = L_y, \quad (1.4)$$

де $I=I_x=I_y$, I_z – головні моменти інерції відносно відповідних осей координат.

Другі доданки у виразі (1.4) характеризують вплив на роторну систему гіроскопічного ефекту, який чинить істотний вплив на траєкторію руху його осі, особливо на високих частотах обертання.

Траєкторія руху осі гідростатичного шпинделя являє собою геометричне місце точок, що визначають його положення у просторі під дією системи зовнішніх збурень та реакцій в підшипниках. В загальному випадку положення шпинделя в підшипнику може бути

визначено координатами його центра в перетині, перпендикулярному до геометричної осі. Стале положення шпindelя, що не обертається, характеризується його центром (геометричною віссю). Якщо розглянути неідеальний ГСП скінченої жорсткості, то стале положення шпindelя в цьому випадку буде характеризуватися прецесійним рухом за певною траєкторією.

На це явище накладається тренд траєкторії шпindelя відносно геометричного центру гідростатичної втулки, що відбувається під дією як зовнішніх факторів (наприклад, зміна сил різання), так і внутрішніх факторів (наприклад, внаслідок теплових процесів в мастильному шарі, зміни частоти обертання). В загальному випадку процеси, які характеризують просторовий рух шпindelя, відбуваються з різною швидкістю та мають нестационарний стохастичний характер.

Таким чином, рух шпindelя, що обертається, можна розкласти на три складові: обертання шпindelя навколо власної геометричної осі; рух цієї осі за певною траєкторією; тренд зазначеної траєкторії відносно геометричної осі гідростатичної втулки. Рух шпindelя за траєкторією характеризується певною орбітою та в залежності від кутової швидкості обертання ω_b може бути синхронним ($\omega_b = \omega_{ш}$) або дрібношвидкісним ($\omega_b = \omega_{ш}/n$, де $n = 2, 3, \dots$). Для шпindelних ГСП найбільш вірогідним є формування синхронного руху, за якого гіроскопічні моменти $I_z \frac{d\varphi_z}{dt} \frac{d\varphi_y}{dt}$, $I_z \frac{d\varphi_z}{dt} \frac{d\varphi_x}{dt}$ діють в напрямку, що сприяє центруванню шпindelя у власних опорах.

Практично важливе значення для аналітичного дослідження точності шпindelя має траєкторія його руху в поперечному перетині. Розглянемо рух шпindelя скінченої жорсткості, що обертається в підшипниках ковзання, з двома ступенями волі. В поперечному перетині можна виділити чотири осі (рис. 1.3): геометрична (ідеальна) вісь підшипників, з якою пов'язана нерухома система координат XOY ; геометрична (ідеальна) вісь шпindelя, з якою пов'язана рухома система координат $X_1O_1Y_1$; вісь жорсткості, що проходить скрізь геометричні центри тяжіння поперечних перетинів шпindelя; вісь інерції, що проходить скрізь центри тяжіння мас поперечних перетинів шпindelя.

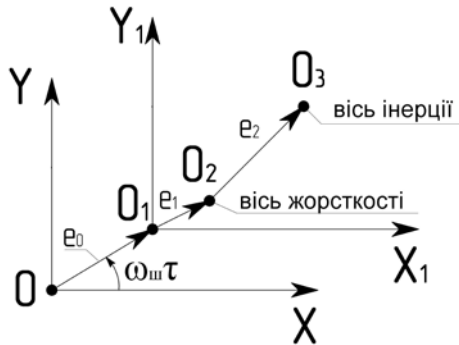


Рисунок 1.3 – Положення осей шпинделя в поперечному перетині

Параметр e_0 характеризує відносний ексцентриситет шпинделя в опорі, величина e_1 визначає деформативність шпинделя, відстань e_2 між осями жорсткості та інерції обумовлює виникнення невірноваженості шпинделя.

Шпиндель верстата в реальних умовах характеризується високими показниками статичної та динамічної жорсткостей, тому переміщення його осі відбуваються, в основному, за рахунок зміщення у власних опорах ($e_0 \gg e_1$). Тому, в першому наближенні, покладемо $e_1=0$. За умови ізотропності матеріалу шпинделя $e_2=0$.

Таким чином, нелінійні поперечні коливання шпинделя з двома ступенями волі в його поперечному перетині можна представити у вигляді системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m \frac{d^2x}{dt^2} = F_x - R_x \\ m \frac{d^2y}{dt^2} = F_y - mg - R_y \end{cases}, \quad (1.5)$$

де x, y – координати т. O_1 в нерухомій системі координат XOY ; R_x, R_y – реакції в радіальних підшипниках шпинделя за відповідними осями координат.

Структурна схема процесу моделювання траєкторій шпинделя на ГСО наведена на рис.1.4.

В якості прикладу розглянемо шпindelний вузол прецизійного токарного верстата моделі УТ16А (рис. 1.5).

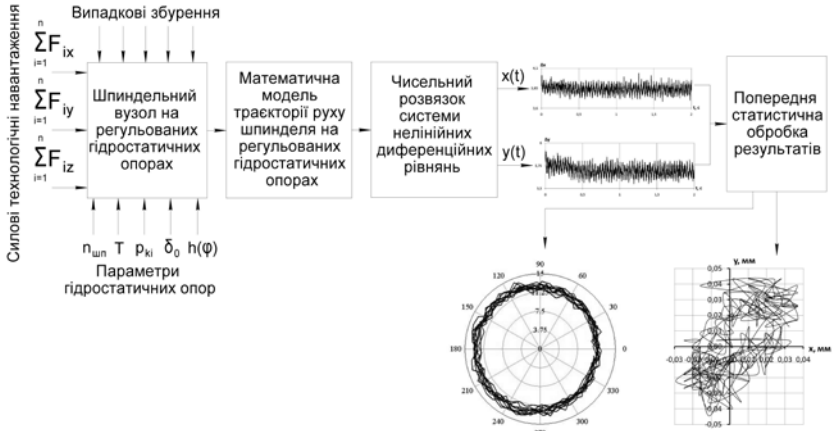


Рисунок 1.4 – Структурна схема процесу моделювання траєкторій шпинделя на ГСО: $n_{шп}$ – частота обертання шпинделя, T – температура мастила в ГСО, p_{ki} – тиск в i -му кармані ГСО, δ_0 – радіальний статичний зазор в ГСО, $h(\varphi)$ – функція радіального зазору

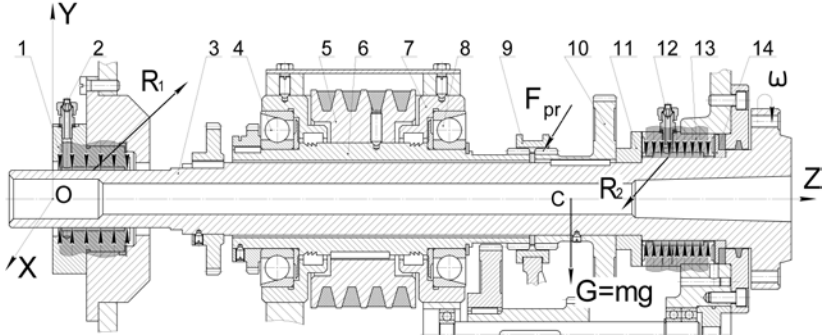


Рисунок 1.5 – Конструктивна схема шпиндельного вузла прецизійного токарного верстата УТ16А: 1, 13 – радіальні ГСО, 2, 12 – штуцери підведення мастила, 3 – шпиндель, 4, 8 – кулькові підшипники, 5 – шків приводу, 6 – проміжний вал, 7 – корпус, 9 – обойма, 10 – зубчастий блок, 11, 14 – втулки осевого гідростатичного підшипника

Шпиндель 3, що обертається з кутовою швидкістю ω , встановлений на двох радіальних чотирьохкарманних гідростатичних підшипниках 1

та 13. Упорний підшипник утворений торцями втулок 11 та 14 і корпусом підшипника 13 передньої радіальної ГСО, на торцях якого виконано по два кармани. Живлення радіальних ГСО здійснюється від насоса через штуцери 2 і 12, живлення осьового гідростатичного підшипника здійснюється від передньої радіальної ГСО.

З метою зменшення впливу приводу головного руху на параметри вібрації шпindelного вузла, для передачі обертання на шпindel застосовується розвантажена від зусиль натягу пасів пасова передача та муфта зубчаста розвантаженої конструкції. Крутний момент зі шківa 5 за допомогою шпонки передається на проміжний вал 6, встановлений в корпусі на двох підшипниках кочення 4, 8, які сприймають радіальні навантаження в пасовій передачі. Від проміжного вала 6 обертання шпindelю передається через зубчасту муфту розвантаженої конструкції з гідростатичним машенням контактних поверхонь зубців [89].

В процесі обробки на шпindel верстата діє система сил, які приводять до зміщення його вісі в нерухомій системі координат OXYZ, початок якої O знаходиться на лівому торці задньої ГСО, а вісь OZ співпадає з лінією центрів передньої та задньої ГСО. Вісь OY спрямована вертикально, в напрямку протилежному вектору сили ваги G (див. рис. 1.5). В загальному випадку в процесі обробки заготовки на шпindel з ГСО безпосередньо будуть діяти сила ваги G, зусилля з боку приводу головного руху F_{pr} та реакції мастильного шару R_1, R_2 в ГСО. Опосередковано, через оброблювану заготовку, на шпindel діє зусилля різання, а при наявності в оброблюваній заготовці або технологічного оснащення, яке встановлюється на (в) шпindelі, конструктивно обумовленої невривноваженості на шпindel додатково діє відцентрова сила інерції F_C , зумовлена статичним дисбалансом.

Положення шпindelю у просторі під дією силового навантаження та реакцій в ГСО визначається сукупністю точок, отриманих з певним інтервалом в часі, послідовне з'єднання яких відображає траєкторію руху осі шпindelю.

Зміщення та деформації шпindelю під дією силових навантажень доцільно представити у вигляді еквівалентної одномасової динамічної моделі [139], приведеній до точки дії сили різання (рис. 1.6).

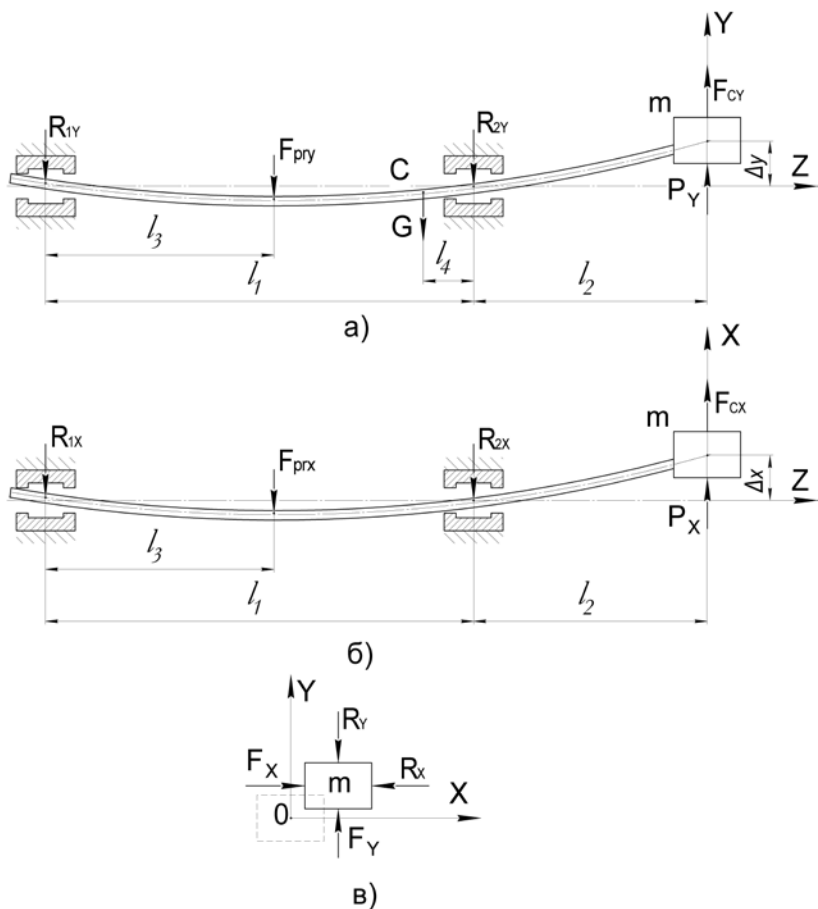


Рисунок 1.6 – Еквівалентні одномасові динамічні моделі поперечних коливань шпинделя у вертикальній а) та горизонтальній б) площинах і приведена одномасова динамічна модель шпинделя в)

На розрахункових схемах еквівалентної одномасової системи шпинделя, що здійснює поперечні коливання у вертикальній (див. рис. 1.6, а) та горизонтальній (див. рис. 1.6, б) площинах, шпиндель на ГСО представлений у вигляді пружної балки з осьовими геометричними розмірами l_1, l_2, l_3, l_4 . Маса шпинделя m з оправкою та встановленою на ній заготовкою приведена до зони різання і розміщена в точці

прикладання сили різання, яка представлена у вигляді її складових P_x , P_y . До силових навантажень, що діють на шпindel, входять представлені в проєкціях на осі OX та OY зусилля з боку приводу головного руху $F_{p_{xy}}$, $F_{p_{yx}}$, відцентрової сили інерції F_{C_x} , F_{C_y} , а також сила ваги G , яка діє тільки у вертикальній площині. Протидіють силовим навантажнням реакції мастильного шару в ГСО, представлені проєкціями на осі OX та OY рівнодіючої реакцій в передній R_{2x} , R_{2y} та задній R_{1x} , R_{1y} радіальній ГСО шпинделя.

Приведена одномасова динамічна модель шпинделя (див. рис. 1.6, в) включає в себе приведену масу m , яка зміщується у вертикальному Δy та горизонтальному Δx напрямках під дією рівнодіючої силових навантажень F , приведені до точки прикладання зусилля різання і представлені її проєкціями F_x , F_y та рівнодіючої R реакцій в ГСО, також приведені до зони різання.

З врахуванням всіх попередньо здійснених припущень та спрощень, система диференціальних рівнянь, які описують зміщення шпинделя в площині перпендикулярній його геометричній осі матиме вигляд:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{d\tau^2} = \chi_c F_{C_x} + \chi_R F_{p_{yx}} + \chi_P P_x - R_x \\ m \frac{d^2 y}{d\tau^2} = \chi_c F_{C_y} + \chi_R F_{p_{xy}} + \chi_P P_y + \chi_G mg - R_y \end{cases}, \quad (1.6)$$

де χ_c , χ_R , χ_P , χ_G – коефіцієнти приведення сил та маси зони різання.

Відцентрова сила інерції F_C зумовлена статичною неврівноваженістю обертових елементів шпindelного вузла, оброблюваної заготовки або технологічного оснащення, встановленого на (в) шпindelі, призводить до зміщення центра мас системи на величину Δ . В проєкціях на осі координат відцентрова сила інерції F_C визначається за залежностями (рис. 1.7):

$$F_{C_x} = m \cdot \Delta \cdot \omega_{ш}^2 \cos(\omega_{ш} \tau + \varepsilon), \quad F_{C_y} = m \cdot \Delta \cdot \omega_{ш}^2 \sin(\omega_{ш} \tau + \varepsilon), \quad (1.7)$$

де $\omega_{ш}$ – номінальне значення кутової швидкості обертання шпинделя;
 Δ – зміщення центра мас системи, обумовлене статичним дисбалансом; ε – початкова фаза статичного дисбалансу.

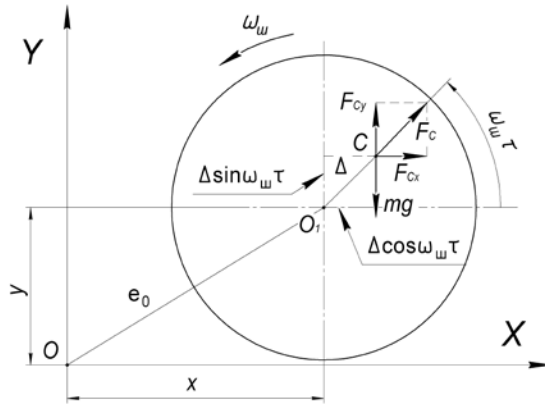


Рисунок 1.7 – До визначення відцентрових сил інерції при обертанні статично нерівноваженого шпинделя

На рис. 1.7 x та y – координати точки O_1 , яка знаходиться на геометричній осі шпинделя.

Статичні складові P_x , P_y зусилля різання визначаються на основі відомих аналітичних залежностей [83, 131]:

$$P_x = 10C_{P_x} t^x S_0^y V^n K_{P_x}, \quad P_y = 10C_{P_y} t^x S_0^y V^n K_{P_y}, \quad (1.8)$$

де C_{P_x} , C_{P_y} – коефіцієнти, що враховують вид обробки, фізико-механічні властивості матеріалу інструменту і заготовки; t , S_0 , V – відповідно глибина різання, подача, швидкість різання; n , x , y – показники степені, відповідно до виду обробки, фізико-механічних властивостей матеріалу інструменту і заготовки; K_{P_x} , K_{P_y} – поправочні коефіцієнти, що враховують фактичні умови обробки.

Наявність у приводі головного руху верстата УТ16А розвантаженої від зусиль натягу пасів пасової передачі [144] дозволяє зробити припущення про малість статичної складової зусилля з боку приводу головного руху $F_{пр}$, впливом якої можемо знехтувати. Проте, застосування для передачі обертання на шпиндель зубчастої муфти призводить до виникнення випадкових збурень, які мають вигляд імпульсних (ударних) навантажень внаслідок взаємодії зубчастих коліс [139]. Ці навантаження спричиняють появу стохастичних коливальних процесів у шпиндельній групі верстата, зокрема впливають на

випадкові зміни (флуктуації) кутової швидкості обертання шпинделя [139]. При математичному моделюванні динамічних процесів верстата випадкові збурення в зубчастих передачах можна визначити адитивним набором випадкових процесів у вигляді «білого шуму» [139], модель якого можна сформувавши у вигляді випадкової послідовності дельта-імпульсів $\delta(\tau_i)$ з випадковими амплітудними значеннями $a(\tau)$ [10, 111]:

$$q(\tau) = a(\tau) \cdot \delta(\tau - \tau_i), \quad (1.9)$$

де τ_i – випадковий момент часу виникнення збурення,

$$\delta(\tau - \tau_i) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } \tau = \tau_i \\ 0, & \text{якщо } \tau \neq \tau_i \end{cases}$$

Зусилля, що виникає внаслідок ударних навантажень в зубчастій передачі приводу головного руху шпинделя в праву частину рівнянь (1.6) включатимуться у вигляді:

$$F_{\text{рх}}^c(\tau) = a(\tau) \sin \alpha \cdot \delta(\tau - \tau_i), \quad (1.10)$$

$$F_{\text{рв}}^c(\tau) = a(\tau) \cos \alpha \cdot \delta(\tau - \tau_i), \quad (1.11)$$

де α – кут прикладання ударного імпульсу.

В роботах [113, 139, 144] констатується, що шпindelний вузол верстата представляє собою складну коливальну систему, на яку діють зовнішні технологічні фактори здебільшого випадкового характеру. Тому, для адекватного описання динамічних процесів, що відбуваються у шпindelному вузлі, при розробці математичної моделі випадковий характер діючих факторів необхідно враховувати.

Якщо розглядати компоненти правої частини рівнянь (1.6), то практично всі вони залежать від величин, що містять випадкові складові. Тому для описання цих величин в функції часу в загальному випадку доцільно застосувати залежність) [10, 111, 113, 126]:

$$f(\tau) = \bar{m}_f + \Delta f \cdot \xi(\tau), \quad (1.12)$$

де \bar{m}_f – математичне сподівання відповідної величини; Δf – діапазон відхилення величини від свого середнього значення; $\xi(\tau)$ – центрований випадковий процес коливання відповідної величини.

Залежно від апріорної інформації про статистичні характеристики випадкової величини для описання випадкового процесу $\xi(\tau)$ можуть бути використані моделі шумів (білий, гаусівський, негаусівський), імпульсна δ -функція Дірака, гармонічна функція з випадковими амплітудою та початковою фазою, полігармонічна функція з випадковими коефіцієнтами [10, 111, 126, 140, 143] тощо. Розглянемо детальніше визначення складових, які входять до залежностей (1.7) і (1.8).

В підручнику [139] відмічено, що абсолютні значення флуктуації кутової швидкості шпинделя є незначним і знаходяться в діапазоні 2...6% від номінальної кутової швидкості. Вони несуттєво впливають на кінематичні характеристики приводу головного руху. В той же час зазначено, що вплив зміни кутової швидкості на динамічні властивості верстата є досить значним. В роботі [141] встановлено, що розмах коливань шпинделя принципово не залежить від виду випадкових збурень кутової швидкості приводного вала, тому, за рекомендаціями [139] для моделювання випадкового процесу коливання кутової швидкості шпинделя приймемо модель «білого шуму» (формула 1.9), прийнявши в якості випадкових амплітудних значень $a(\tau)$ сукупність випадкових чисел з інтервалу $[-1; 1]$ з відповідним законом розподілу [144]. Тоді абсолютне значення кутової швидкості в певний момент часу τ визначатиметься:

$$\omega(\tau) = \omega_{\text{ш}} + \Delta\omega_{\text{ш}} \cdot q(\tau), \quad (1.13)$$

де $\omega_{\text{ш}}$ – номінальне значення кутової швидкості обертання; $\Delta\omega_{\text{ш}}$ – діапазон відхилення кутової швидкості обертання шпинделя.

Діапазон відхилення кутової швидкості обертання шпинделя визначається на основі апріорної інформації про статистичні характеристики випадкової зміни кутової швидкості шпинделя, отриманої в процесі експлуатації верстата. Отримати такі дані можна здійснивши статистичну обробку додаткової серії експериментів з вимірювання, з одночасним записом на цифрові носії, частоти обертання шпинделя верстата. Таким чином, внаслідок непостійності абсолютної величини кутової швидкості шпинделя, проекції відцентрової сили інерції, зумовленої статичною невірноваженістю обертових елементів шпиндельного вузла, визначали за залежностями:

$$F_{Cx}(\tau) = m \cdot \Delta (\omega_{ш} + \Delta \omega_{ш} \cdot q(\tau))^2 \cos(\omega_{ш} \tau + \varepsilon), \quad (1.14)$$

$$F_{Cy}(\tau) = m \cdot \Delta (\omega_{ш} + \Delta \omega_{ш} \cdot q(\tau))^2 \sin(\omega_{ш} \tau + \varepsilon). \quad (1.15)$$

При наявності статичної нерівноваженості геометрична вісь шпинделя зміщується відносно осі обертання на величину Δ , яка характеризує радіальне биття осі шпинделя і залежить від величини статичного дисбалансу та частоти обертання. В залежності від кутового положення оброблюваної заготовки вектор відцентрової сили інерції буде спрямований проти (рис. 1.8, а) або в напрямку радіальної складової сили різання P_y (рис. 1.8, б), відповідно збільшуючи чи зменшуючи глибину різання на величину $\Delta \cdot \cos \omega_{шт}$.

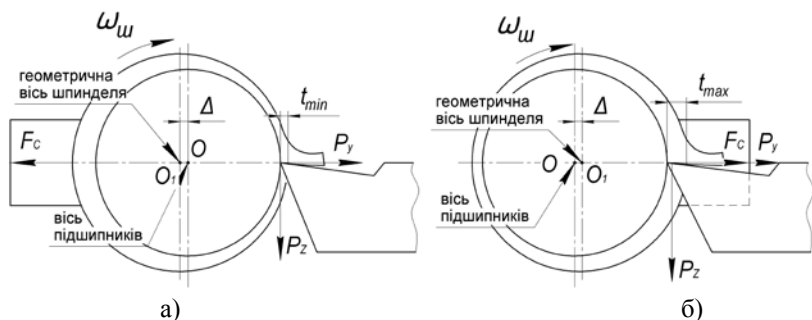


Рисунок 1.8 – Схема коливання глибини різання внаслідок спільної дії зусилля різання та відцентрової сили інерції

Знаючи величину коливання припуску заготовки $\Delta t = t_{max} - t_{min}$, яка залежить від стану оброблюваної поверхні після попередньої стадії виготовлення і дорівнює допуску розміру заготовки після попередньої операції, абсолютне значення глибини різання в момент часу τ визначатиметься за залежністю:

$$t(\tau) = t_n + \Delta \cdot \cos(\omega_{ш} \tau + \varepsilon) + \Delta t_n \cdot \xi(\tau), \quad (1.16)$$

де t_n – номінальне значення глибини різання, встановлене при настроюванні верстата; Δt_n – величина коливання припуску;

Випадковий процес коливання глибини різання можна реалізувати у вигляді «білого шуму», аналогічно кутовій швидкості обертання

шпинделя, або у вигляді гармонічної функції з випадковими амплітудою та початковою фазою [111, 139]:

$$\xi(\tau) = a(\tau) \cos(\omega_{ш} \tau + \alpha_n), \quad (1.17)$$

де $a(\tau)$ – амплітудний коефіцієнт, що приймає випадкові значення з інтервалу $[-1; 1]$ з відповідним законом розподілу; α_n – випадкова фаза гармонічної функції, що має рівномірний розподіл в інтервалі $[0; 2\pi]$.

Миттєві значення подачі на оберт $S_0(\tau)$, які залежать від номінального значення S_0 , а також випадкової величини, що враховує нерівномірність переміщення супорта внаслідок кінематичних похибок приводу ходового вала, визначали за формулою:

$$S_0(\tau) = S_0 + \Delta S_0 \cdot \eta(\tau), \quad (1.18)$$

де S_0 , ΔS_0 – номінальне значення та діапазон відхилення подачі на оберт; $\eta(\tau)$ – випадковий процес коливання величини подачі на оберт.

Враховуючи, що коливання величини подачі залежать від кінематичних похибок обертального руху ходового вала, випадковий процес $\eta(\tau)$ флуктуацій подачі на оберт реалізуємо у вигляді гармонічної функції з випадковими амплітудою та початковою фазою, замінивши в формулі (1.17) кутову швидкість обертання шпинделя $\omega_{ш}$ кутовою швидкістю обертання ходового вала ω_h .

Випадкове значення швидкості різання $V(\tau)$ в момент часу τ з врахуванням виразу (1.13) та відомих залежностей між частотою обертання шпинделя, кутовою та лінійною швидкістю визначатиметься за залежністю:

$$V(\tau) = \frac{3D_{заг} \cdot (\omega_{ш} + \Delta\omega_{ш}q(\tau))}{100}, \quad (1.19)$$

де $D_{заг}$ – діаметр оброблюваної поверхні заготовки.

Поправочні коефіцієнти K_{Px} , K_{Py} , що враховують фактичні умови обробки, є добутком ряду коефіцієнтів, які залежать від властивостей оброблюваного матеріалу, геометричних параметрів різального інструменту [83, 131]. Анізотропія властивостей матеріалу оброблюваної заготовки та непостійність геометричних параметрів інструменту в процесі обробки обумовлюють необхідність визначення абсолютного значення коефіцієнтів K_{Px} , K_{Py} в момент часу τ , як добутку

миттєвих значень ряду коефіцієнтів представлених у вигляді випадкових величин з відповідними діапазонами зміни та законами розподілу. Зокрема для токарної обробки [83, 131]:

$$K_{P_x}(\tau) = K_{mP}(\tau) \cdot K_{\phi P_x}(\tau) \cdot K_{\gamma P_x}(\tau) \cdot K_{\lambda P_x}(\tau) \cdot K_{rP_x}(\tau), \quad (1.20)$$

$$K_{P_y}(\tau) = K_{mP}(\tau) \cdot K_{\phi P_y}(\tau) \cdot K_{\gamma P_y}(\tau) \cdot K_{\lambda P_y}(\tau) \cdot K_{rP_y}(\tau), \quad (1.21)$$

де $K_{mP}(\tau)$ – поправочний коефіцієнт, що враховує фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу; $K_{\phi P_x}(\tau)$, $K_{\gamma P_x}(\tau)$, $K_{\lambda P_x}(\tau)$, $K_{rP_x}(\tau)$, $K_{\phi P_y}(\tau)$, $K_{\gamma P_y}(\tau)$, $K_{\lambda P_y}(\tau)$, $K_{rP_y}(\tau)$ – поправочні коефіцієнти, що враховують вплив геометричних параметрів різальної частини інструмента на складові сили різання.

Для визначення інтервалу коливання коефіцієнту K_{mP} в першому наближенні можна використати інформацію про допустимі діапазони коливання фізико-механічних властивостей матеріалів, наведені у відповідних стандартах, що їх регламентують. Діапазони зміни та закони розподілу поправочних коефіцієнтів, що враховують геометричні параметри інструменту, визначаються на основі апріорної інформації про вплив геометричних параметрів різального інструменту на зусилля різання, яку можна отримати з науково-технічної літератури, де відображенні результати відповідних досліджень, наприклад [16, 39, 49, 68, 99, 118, 145].

Таким чином, складові P_x , P_y сили різання мають випадковий характер, а їх абсолютне значення в певний дискретний момент часу τ визначатиметься з врахуванням виразів (1.16) – (1.21) за залежностями:

$$P_x(\tau) = 10C_{P_x} (t_n + \Delta \cdot \cos(\omega_{ш} \tau + \varepsilon) + \Delta t_n \cdot \xi(\tau))^x \times \\ \times (S_0 + \Delta S_0 \cdot \eta(\tau))^y \left(\frac{3D_{зар} \cdot (\omega_{ш} + \Delta \omega_{ш} q(\tau))}{100} \right)^n \times, \quad (1.22) \\ \times K_{mP}(\tau) \cdot K_{\phi P_x}(\tau) \cdot K_{\gamma P_x}(\tau) \cdot K_{\lambda P_x}(\tau) \cdot K_{rP_x}(\tau)$$

$$P_y(\tau) = 10C_{P_y} (t_n + \Delta \cdot \sin(\omega_{ш} \tau + \varepsilon) + \Delta t_n \cdot \xi(\tau))^x \times \\ \times (S_0 + \Delta S_0 \cdot \eta(\tau))^y \left(\frac{3D_{зар} \cdot (\omega_{ш} + \Delta \omega_{ш} q(\tau))}{100} \right)^n \times. \quad (1.23) \\ \times K_{mP}(\tau) \cdot K_{\phi P_y}(\tau) \cdot K_{\gamma P_y}(\tau) \cdot K_{\lambda P_y}(\tau) \cdot K_{rP_y}(\tau)$$

В роботах [81, 114] встановлено, що основний вплив на показники точності обробки мають параметри передньої опори шпинделя. Характеристики задньої опори незначним чином впливають на показники динамічної якості верстата [29, 65], тому реакціями мастильного шару R_1 , що виникають в задній ГСО шпинделя при визначенні проекцій рівнодіючої реакції в ГСО знехтуємо.

Проекції рівнодіючої реакції мастильного шару в передній ГСО шпинделя можна подати у вигляді суми двох складових: рівнодіючої сили гiдростатичного тиску мастила F_R на опорну шийку та сили тертя $F_{тр}$ в мастильному шарі, що виникає при обертанні шпинделя (рис.1.9, а):

$$R_x = F_{R_x} + F_{тр_x}, \quad R_y = F_{R_y} + F_{тр_y}. \quad (1.24)$$

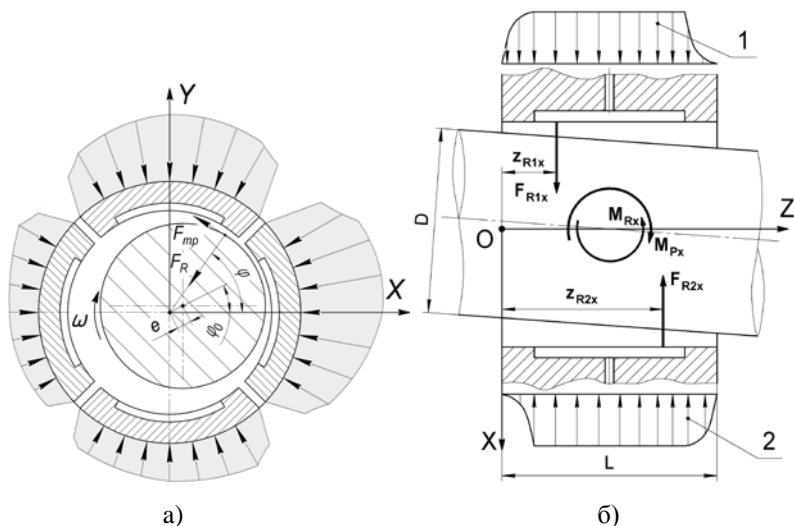


Рисунок 1.9 – До формування силової а) та моментної б) реакцій в ГСП: 1, 2 – епюри тиску на опорних поверхнях пiдшипника

Проекції рівнодіючої сили гiдростатичного тиску мастила F_R на опорну шийку та сили тертя $F_{тр}$ в мастильному шарі в функції полярного кута φ визначатимуться за залежностями [144]:

$$F_{R_x} = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos \varphi d\varphi dz, \quad F_{R_y} = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \sin \varphi d\varphi dz, \quad (1.25)$$

$$F_{\text{трх}} = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \tau(\varphi, z) \sin \varphi d\varphi dz, \quad F_{\text{тпу}} = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \tau(\varphi, z) \cos \varphi d\varphi dz,$$

де тут і далі D, L – діаметр та довжина опорної частини ГСП; $p(\varphi, z)$ – функція розподілу тиску на опорній частині ГСП в циліндричних координатах (φ – полярний кут, z – апліката); $\tau(\varphi, z)$ – дотичне напруження на поверхні опорної шийки шпинделя в циліндричних координатах.

Аналітичне вирішення систем рівнянь (1.5, 1.24, 1.25) в загальному випадку не є можливим внаслідок відсутності відповідних аналітичних розв’язків для інтегралів у виразах (1.25). Траєкторії руху опорної шийки шпинделя можуть бути знайдені шляхом чисельного розв’язку системи рівнянь (1.5).

Перепишемо рівняння (1.5) у формі, розв’язаної відносно перших похідних шляхом заміни $\frac{dx}{d\tau} = U_x, \frac{dy}{d\tau} = U_y$. Тоді отримаємо:

$$m \frac{dU_x}{d\tau} = F_x - R_x, \quad m \frac{dU_y}{d\tau} = F_y - mg - R_y. \quad (1.26)$$

В якості початкових умов для розв’язку системи (1.26) можна прийняти значення координат і швидкостей центра шийки в початковий момент часу: $x(0)=x_0, y(0)=y_0, U_x(0)=x'_0, U_y(0)=y'_0$.

При перекосі осі шпинделя у власних опорах виникає асиметрія епюру тиску, що обумовлює формування моментної складової реакції в підшипниках. Рівнодіючі сил тиску F_{R1}, F_{R2} відносно центра підшипника з координатою $z=L/2$ призводять до формування моменту M_R , що протидіє зовнішньому моментному навантаженню M_p .

Розглянемо формування моментної складової реакції в ГСП в площині XOZ (див. рис. 1.9, б). Рівнодіючі сили тиску F_{R1x}, F_{R2x} з урахуванням (1.25) запишуться у вигляді:

$$F_{R1x} = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos \varphi d\varphi dz, \quad F_{R2x} = \frac{D}{2} \int_{L/2}^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos \varphi d\varphi dz. \quad (1.27)$$

Аплікати z_{R1x}, z_{R2x} точок прикладання рівнодіючих сил тиску можна

визначити з умови рівності їх моментів відносно початку координат моментам елементарних сил тиску $d\mathbf{r}$ відносно точки O . З урахуванням вищесказаного отримаємо:

$$z_{R1x} = \frac{\frac{D}{2} \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos(\varphi) z d\varphi dz}{F_{R1x}}, \quad z_{R2x} = \frac{\frac{D}{2} \int_{L/2}^L \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cos(\varphi) z d\varphi dz}{F_{R2x}}. \quad (1.28)$$

Тоді моментна реакція в ГСП в площині XOZ обчислюється як:

$$M_{Rx} = F_{R1x} \left(\frac{L}{2} - z_{R1x} \right) + F_{R2x} \left(z_{R2x} - \frac{L}{2} \right). \quad (1.29)$$

Аналітичне визначення функції тиску $p(\varphi, z)$ докладно розглянуто в підрозділі 5.4.

Аналогічним чином можна знайти складову моментної реакції в площині ZOY . Сумарна моментна реакція M_R та кут φ_{MR} , що визначає площину її прикладання, знайдуться у вигляді:

$$M_R = \sqrt{M_{Rx}^2 + M_{Ry}^2}, \quad \varphi_{MR} = \arctg \frac{M_{Ry}}{M_{Rx}}.$$

1.2 Математична модель шпинделя в розподілених параметрах

Для визначення положення характеристичного вектору R у просторі (див. рис. 1.1) пропонується вирішити задачу знаходження форм пружної осі шпинделя (початкової, статичної, динамічної) у двох взаємно перпендикулярних площинах ZOX та ZOY . Просторове положення зігнутої осі шпинделя знайдеться як векторна сума зміщень у відповідних перетинах по всій його довжині.

Будемо вважати, що початкова форма зігнутої осі обумовлена положенням геометричних осей реальних поверхонь обертання шпинделя, яка визначена в евклідовому просторі без прикладеного зовнішнього навантаження. Основну увагу приділимо аналітичному визначенню осей зовнішніх поверхонь обертання, оскільки саме вони чинять основний вплив на деформації шпинделя. Знаходження положення осей внутрішніх поверхонь обертання шпинделя принципово не відрізняється від зовнішніх і може бути обчислене за

наведеною нижче методикою.

Положення геометричних осей реальних поверхонь обертання шпинделя визначається відповідними нормами точності на діаметральні розміри, допусками форми, взаємного розташування поверхонь, а також сумарними відхиленнями форми і розташування поверхонь. В загальному випадку просторове початкове положення осі шпинделя має випадковий характер. Реалізації випадкового процесу положення осі шпинделя знаходяться в межах нормованих показників геометричної точності обробки, насамперед – це допуски круглості, профілю поздовжнього перетину, радіального биття і т. ін. Саме зазначені показники чинять основний вплив на формування початкової просторової форми осі шпинделя металорізального верстата.

Розглянемо ділянку шпинделя з початковим викривленням геометричної осі (рис. 1.10, а). Введемо нерухому систему координат $XOYZ$ та рухому, пов'язану зі шпинделем, систему координат $xoyz$, де вісь OZ співпадає з недеформованою (ідеальною) віссю шпинделя, а вісь oz дотична на ділянці dz до вигнутої осі шпинделя. За базу відліку координати Z приймемо лівий торець шпинделя. Положення осі oz в просторі визначається кутами Резаля [61] α і β (рис. 1.10, б). Кут γ визначає кутове положення шпинделя при обертанні навколо власної осі. Якщо покласти, що вісь oz прямує скрізь цент тяжіння поперечного перетину шпинделя, то кути α і β визначаються з точністю до величин першого порядку малості у вигляді:

$$\alpha = \frac{\partial x_c}{\partial Z}, \quad \beta = \frac{\partial y_c}{\partial Z},$$

де x_c , y_c – координати центра тяжіння поперечного перетину за відповідними осями.

Найбільш зручним способом опису просторового викривлення осі шпинделя є задавання координат центрів тяжіння поперечних перетинів на довжині нормованої ділянки шпинделя з визначенням відповідних значень ексцентриситетів e та кутів ξ в полярній системі (рис. 1.10). Приймемо в межах довжини нормованої ділянки точнісні показники, що визначаються відповідними допусками на геометричні характеристики відхилень поверхонь обертання шпинделя, усталеними. Таким чином, по довжині шпинделя можна задати n значень e , ξ в

площинах поперечного перетину, якi аналітично визначають окрему реалізацію випадкового просторового положення осі шпинделя на довжині його нормованої ділянки.

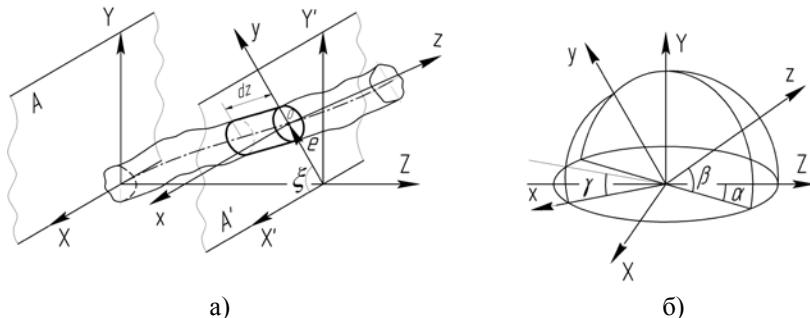


Рисунок 1.10 – Схема до визначення початкового положення осі шпинделя а) та системи координат б)

Внаслідок значної жорсткості EJ перетинів шпинделя при згинанні можна зробити припущення про малість кутів повороту α , β його деформованої осі oz . Тобто, в першому наближенні нахил поперечних перетинів відносно нерухомої системи координат $XOYZ$ не враховуємо і будемо вважати, що початкове положення осі шпинделя головним чином залежить від зміщень окремих його поперечних перетинів в радіальному напрямку.

Лінія, що проходить скрізь геометричні центри тяжіння поперечних перетинів шпинделя, визначає його вісь жорсткості. В свою чергу, лінія, що проходить скрізь центри тяжіння мас поперечних перетинів, визначає вісь інерції шпинделя. Якщо покласти матеріал шпинделя ізотропним, то в цьому випадку зазначені осі збігаються. Тоді випадкове просторове положення пружної осі (осі жорсткості) в поперечному перетині шпинделя може бути подане відповідними статистичними характеристиками координат центру тяжіння x_c , u_c перетину.

З урахуванням зроблених припущень функцію відхилень реального профілю поверхонь обертання в площині A (див. рис. 1.10) ортогональній до геометричній осі шпинделя доцільно представити в полярній системі координат у вигляді ряду Фур'є:

$$\rho(\varphi) = \frac{d}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_k \sin(k\varphi + \psi_{0k}), \quad (1.30)$$

де d – діаметр ділянки шпинделя; A_k – амплітуда k -ї гармоніки ряду; ψ_{0k} – початкова фаза k -ї гармоніки.

Високочастотні гармоніки ряду (1.30), як правило, мають малі амплітуди і не чинять істотного впливу на конфігурацію контуру поперечного перетину, а, отже, і на положення його центру тяжіння. Тому для опису початкової форми деформації шпинделя достатньо обмежитися аналізом перших десяти складових ряду. Прийmemo, що випадкові величини d , A_k змінюються в межах допусків на діаметр шпинделя та круглості відповідно. Величина ψ_{0k} приймає значення в межах від 0 до 2π .

Координати центру тяжіння плоского перетину (рис. 1.11, а) шпинделя можна знайти як:

$$x_c = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\rho(\varphi)} \rho^2 \cos(\varphi) d\rho d\varphi}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\rho(\varphi)} \rho d\rho d\varphi}, \quad y_c = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\rho(\varphi)} \rho^2 \sin(\varphi) d\rho d\varphi}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\rho(\varphi)} \rho d\rho d\varphi}. \quad (1.31)$$

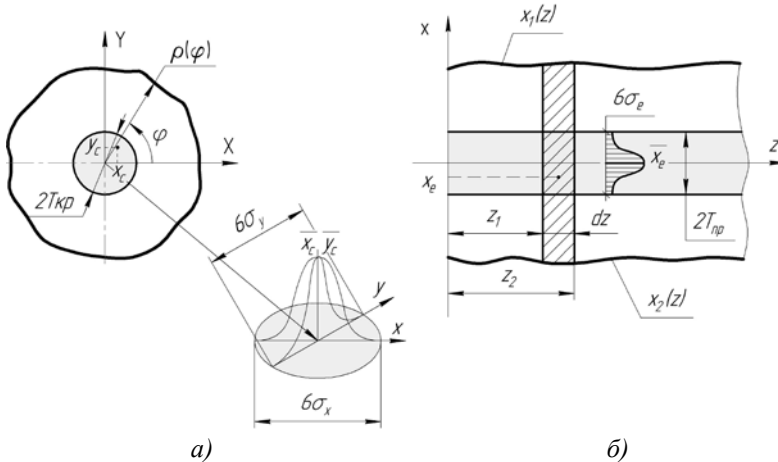


Рисунок 1.11 – До визначення координат центра тяжіння поперечного а) та поздовжнього б) перетинів

Будемо вважати випадковий процес початкового положення осі шпindelя стаціонарним та ергодичним. Тоді, якщо встановлений закон розподілу випадкової величини відхилень контуру від прилеглого кола, то відповідні математичні сподівання координат центру тяжіння поперечного перетину шпindelя за множиною реалізацій можна обчислити у вигляді:

$$\bar{x}_c = \int_{-\infty}^{+\infty} x_c \cdot f(x) dx, \quad \bar{y}_c = \int_{-\infty}^{+\infty} y_c \cdot f(y) dy, \quad (1.32)$$

де $f(x)$, $f(y)$ – закони розподілу густини ймовірностей вздовж відповідних координатних осей.

Тепер розглянемо початкове положення осі, яке обумовлене геометричними відхиленнями поверхонь обертання в поздовжньому напрямку шпindelя. Для визначення проєкцій ексцентриситету e (площина A' на рис. 1.10, а) необхідно знайти центри тяжіння поздовжніх перетинів в площинах xoz , $yoaz$ на довжині ділянки dz .

Математичний опис геометричних відхилень шпindelя в поздовжньому напрямку поданий у вигляді функцій $x_1(z)$, $x_2(z)$ та $y_1(z)$, $y_2(z)$ в площинах xoz (див. рис. 1.11, б), $yoaz$ відповідно на нормованій довжині L . В загальному випадку шукані функції не є періодичними, які доцільно представити у вигляді універсальних базисних функцій по змінній координаті z . Відповідно до методики [139] математичний опис функцій геометричних відхилень може бути поданий у вигляді ряду:

$$h(z) = \frac{d}{2} + \sum_{k=1}^N \left[C_{1k} \cos\left(2\pi k \frac{z}{L}\right) + C_{2k} \sin\left(2\pi k \frac{z}{L}\right) + \right. \\ \left. C_{3k} \operatorname{ch}(kqz) + C_{4k} \operatorname{sh}(kqz) \right], \quad (1.33)$$

де $h(z)$ – узагальнений запис шуканих функцій $x_1(z)$, $x_2(z)$ та $y_1(z)$, $y_2(z)$; $C_{1k} \dots C_{4k}$ – постійні коефіцієнти ряду; q – параметр, що залежить від форми твірної ділянки [139].

Так, нульовий член ряду $d/2$ описує зміщення контуру відносно осі шпindelя, значення якого відповідає радіусу нормованої ділянки шпindelя. Постійні коефіцієнти ряду C_{1k} , C_{2k} з $k=1$ відповідають поздовжній синусоїді на поверхні, значення яких нормується допуском

на радіус відповідної ділянки шпинделя. Тригонометричні базисні функції ряду (1.33) з $k > 1$ моделюють хвилястість поверхні з числом хвиль $k=2, 3, \dots$. Значення відповідних коефіцієнтів повинні знаходитися в межах нормованих показників допуску профілю поздовжнього перетину. Гіперболічні базисні функції ряду (1.33) призначені для математичного опису контурів з особливостями на межах ділянки. Наприклад, при переході від однієї ділянки шпинделя до іншої, точнісні показники яких суттєво відрізняються, похідна контуру на межі ділянки може набувати великих значень. Для математичного опису контуру в цьому випадку доцільно застосовувати гіперболічні функції, причому параметр q приймає більші значення при зростанні величини похідної на межі контуру.

Для визначення початкового положення осі шпинделя в поздовжньому перетині достатньо розглянути $N \leq 10$ гармонік ряду (1.33).

Проекції ексцентриситету x_e, y_e на координатні площини xoz, yoz відповідно знайдуться як:

$$x_e = \frac{\int_{z_1}^{z_2} \int x_1(z) dx dz}{\int_{z_1}^{z_2} x_2(z) dz}, \quad y_e = \frac{\int_{z_1}^{z_2} \int y_1(z) dy dz}{\int_{z_1}^{z_2} y_2(z) dz},$$

де x, y, z – значення координат в рухомій декартовій системі $хоуз$ (див. рис. 1.10).

Тоді ексцентриситет e і полярний кут ξ в перетині шпинделя площиною A' можна обчислити за залежностями:

$$e = \sqrt{x_e^2 + y_e^2}, \quad \xi = \arctg \frac{y_e}{x_e}.$$

Звідси можна визначити амплітуду A_1 і початкову фазу ψ_{01} першої гармоніки ряду Фур'є, що визначають відповідно зсув та кут повороту контуру поперечного перетину шпинделя в площині A' : $A_1 = e$;

$\psi_{01} = \frac{\pi}{2} - \arctg \frac{y_e}{x_e}$. Відповідно координати центру тяжіння перетину

площиною A' та їх математичні сподівання визначаються за залежностями (1.31 – 1.32).

Таким чином просторове початкове положення осі шпинделя на ділянці задане дискретним набором центрованих координат \bar{x}_c, \bar{y}_c та координатою z розташування поперечних перетинів по довжині ділянки. Аналітичне значення просторової функції положення осі шпинделя, що задана дискретно, може бути обчислено методами інтерполяції, наприклад поліноміальними залежностями довільного типу [139].

При переході на іншу ділянку шпинделя потрібно також врахувати неспіввісність спряжених шийок відповідним збільшенням на цю величину амплітуди першої гармоніки у виразі (1.30) для початкового перетину наступної ділянки шпинделя.

Значення діаметра циліндричних ділянок шпинделя враховується постійним членом ряду (1.30) d при описі геометрії в поперечному перетині та амплітудою C_1 нульової гармоніки при косинусній складовій ряду (1.33), що відповідає опису перерізу шпинделя поздовжньою площиною. При моделюванні криволінійних, конічних поверхонь обертання шпинделя можна застосовувати функціональні ряди (1.30, 1.33). В цьому випадку рекомендується зменшувати крок між поперечними перетинами вздовж осі OZ , а відповідну зміну діаметрів врахувати для всіх перетинів по довжині таких поверхонь.

Випадкове положення початкової форми осі шпинделя (див. рис. 1.11) в поперечному перетині шпинделя буде визначатися в межах нормованих показників допусків на відхилення реальної поверхні шпинделя на відповідній нормованій ділянці. Згідно до рекомендацій [34] в якості геометричної осі реальної поверхні обертання слід приймати вісь циліндра найменшого можливого діаметру, всередині якого міститься фізична (реальна) вісь в межах ділянки довжини вала.

Найбільш часто для нормування відхилення профілю поперечного перетину шпинделів використовується допуск круглості $T_{кр}$, що представляє собою найбільшу відстань від точок реального профілю до прилеглого кола. Таким чином, початкове положення реальної осі шпинделя в його поперечному перетині буде знаходитися всередині кола з діаметром, що дорівнює подвійному допуску круглості, та центром, який співпадає з центром прилеглого кола (див. рис. 1.11, а).

Технологічна оброблююча система верстата схильна до впливу систематичних і випадкових факторів. Як правило, вихідна точність оброблених різанням партії заготовок розсіюється за законом близьким до гаусівського нормального розподілу ймовірностей [139, 140]. В такому випадку випадковий процес може бути повністю визначений статистичними характеристиками у вигляді моментів першого та другого порядку. Отже, центрований нормальний випадковий процес початкового положення осі в поперечному перетині шпинделя буде характеризуватися математичними сподіваннями $\bar{x}_c = \bar{y}_c = 0$ та дисперсіями $\sigma_{x_c}^2 = \sigma_{y_c}^2 = \frac{T_{кр}^2}{9}$, де $T_{кр}$ – нормований допуск круглості.

Випадкове положення зігнутої осі шпинделя в його поздовжньому перетині буде визначатися нормованими значеннями відхилень профілю на довжині L ділянки. Причому зазначені точнісні показники, що нормуються відповідними допусками, на всій довжині ділянки повинні мати сталі значення. Найбільш доцільно випадкове положення осі в поздовжньому напрямку шпинделя нормувати допуском профілю поздовжнього перетину $T_{пр}$. Тоді реальна вісь в поздовжньому напрямку по довжині нормованої ділянки буде міститися в межах циліндра з діаметром, що дорівнює подвійному допуску профілю поздовжнього перетину, та віссю, яка є прямою рівновіддаленою від прилеглого профілю.

Якщо ступінь точності допусків круглості $T_{кр}$ та профілю поздовжнього перетину $T_{пр}$ відмінна, то в цьому випадку діаметр циліндра, що містить вісь шпинделя, буде визначатися більшим з показників поля допуску. Наприклад, якщо $T_{пр} > T_{кр}$, то циліндр з діаметром $2T_{кр}$ буде розміщуватися всередині циліндра з діаметром $2T_{пр}$ в межах нормованої ділянки шпинделя.

Раціональним підходом до визначення положення зігнутої осі є аналіз інтегральних показників геометричних відхилень поверхонь шпинделя. Наприклад, ексцентричність контуру одночасно з його відхиленнями від круглості в поперечному перетині можна врахувати допуском радіального биття. Сумарні геометричні відхилення форми та розташування по довжині нормованої ділянки шпинделя будуть визначатися допуском повного радіального биття. Таким чином,

початкове положення зiгнутої осi шпindelя може бути обмежено цилiндром з дiаметром, що дорiвнює подвiйному допуску повного радiального биття на нормованiй довжинi дiлянки.

Для побудови форм коливань зiгнутої осi шпindelя найчастiше застосовують чисельнi алгоритми розрахунку, що ґрунтуються на методах початкових параметрiв та скiнченних елементiв.

Вiдомо, що методи дослiдження динамiки верстатiв, якi ґрунтуються на детермiнованих збуреннях вхiдного сигналу не завжди дозволяють отримати адекватнi фiзицi коливального процесу результати, адже бiльшiсть зовнiшнiх технологiчних факторiв мають випадковий характер. В цьому випадку для визначення динамiчних характеристик коливальних систем верстатiв доцiльно застосовувати статистичнi методи, якi дозволяють iстотно збiльшити точнiсть визначення зазначених характеристик [139].

Уявимо динамiчну пiдсистему шпindelного вузла у виглядi лiнiйної коливальної системи з випадковим входом. Спочатку розглянемо коливання з одним ступенем волi (рис. 1.12). Будемо вважати вхiдне технологiчне збурення стацiонарним, отже, i вихiд коливальної системи буде стацiонарним випадковим процесом. Стацiонарна постановка задачi дозволяє застосувати математичний апарат спектрального аналізу випадкових процесiв.

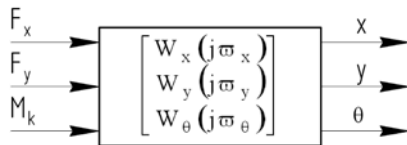


Рисунок 1.12 – До визначення частотної передавальної функцiї шпindelного вузла

Зв'язок мiж спектральною щiльнiстю входу S_{in} та виходу S_{out} може бути представлений у матричному виглядi:

$$S_{out} = W \cdot S_{in}, \quad (1.34)$$

де $W = \begin{bmatrix} |W_x(j\omega_x)|^2 \\ |W_y(j\omega_y)|^2 \\ |W_\theta(j\omega_\theta)|^2 \end{bmatrix}$; x, y, θ - перемiщення x, y та кут повороту θ , що

обумовлені дією зовнішнього силового F_x , F_y та моментного M_k збурень відповідно (див. рис. 1.12); $S_{out} = \text{diag}(S_x(\varpi_x), S_y(\varpi_y), S_\theta(\varpi_\theta))$; $S_{in} = [S_{F_x}(\varpi_x) \quad S_{F_y}(\varpi_y) \quad S_{M_k}(\varpi_\theta)]$; ϖ_x , ϖ_y , ϖ_θ - частоти відповідних зовнішніх збурень; $W_x(j\varpi_x)$, $W_y(j\varpi_y)$, $W_\theta(j\varpi_\theta)$ - частотні передавальні функції лінійної системи за гармонійним впливом.

Компонентами матриць S_{out} , S_{in} у виразі (1.34) є спектральні щільності за відповідними вихідними координатами x , y , θ та вхідними збуреннями F_x , F_y , M_k на динамічну систему шпindelного вузла.

Компонентами матриці W є частотні передавальні функції, що представляють собою динамічну деформативність лінійної коливальної системи шпindelного вузла.

У відповідності до співвідношення Вінера-Хінчіна кореляційні функції вихідного процесу знайдуться як:

$$K_x(\tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_x(\varpi_x) \cos(\varpi_x \tau) d\varpi_x, \quad K_y(\tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_y(\varpi_y) \cos(\varpi_y \tau) d\varpi_y, \\ K_\theta(\tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_\theta(\varpi_\theta) \cos(\varpi_\theta \tau) d\varpi_\theta. \quad (1.35)$$

Значення дисперсій вихідного коливального процесу можна обчислити, як значення кореляційних функцій (1.35) при $\tau=0$:

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_x(\varpi_x) d\varpi_x, \quad \sigma_y^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_y(\varpi_y) d\varpi_y, \quad \sigma_\theta^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_\theta(\varpi_\theta) d\varpi_\theta. \quad (1.36)$$

Важливим є питання визначення форми стохастичного вхідного впливу на коливальну систему, адекватному технологічному збуренню на шпindelний вузол в процесі обробки різанням. Найбільш доцільно для моделювання підсистеми шпindelного вузла використовувати широкосмугове вхідне збурення у вигляді нормального білого шуму з постійною спектральною щільністю або обмеженої його характеристики в частотному діапазоні. Вибір такого вхідного сигналу обумовлений відповідністю його статистичних характеристик до фактичного технологічного силового (моментного) впливу на шпindelний вузол верстата, що має широкий частотний діапазон збурення.

Розглянуті підходи щодо визначення статистичних характеристик одновимірною випадкового процесу можуть бути узагальнені для

аналiзу континуальних систем. Розглянемо аналіз лiнійної коливальної системи шпindelного вузла в розподiлених параметрах з n ступенями волi. В цьому випадку статистичні характеристики системи можуть бути визначені рiвняннями (1.34 – 1.36), що складаються для кожного ступеня волi n окремо.

Для визначення передавальної функції системи розглянемо поперечні та крутильні коливання шпindelного вузла металорiзального верстата. Впливом поздовжніх збурень на поперечні коливання шпинделя внаслідок їх малості, в першому наближенні, знехтуємо.

При згинно-крутильних коливаннях шпинделя деформації його поперечного перетину можуть бути характеризовані переміщенням при зсуві в площині XOY та поворотом при крученні відносно осі OZ .

Зробимо припущення, що поперечні перетини при деформуванні лишаються плоскими, нормальні напруження в площинах паралельних геометричній осі шпинделя зневажливо малі. Покладемо, що центр змінного поперечного перетину визначається центром його тяжіння, який співпадає з центром згину та кручення по всій довжині шпинделя.

Характерний, як правило, кільцевий перетин шпинделя має дві осі симетрії. В цьому випадку осьові моменти iнерції $J_x=J_y=J$, а відцентровий момент iнерції J_{xy} дорiвнює 0. Якщо знехтувати iнерцією повороту та кутом початкової закрутки для iзотропного шпинделя змінного перетину без урахування ефектів депланації та дисипації енергії, можна записати:

$$\begin{aligned} EJ(z) \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} + m(z) \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} &= F_x(z, \tau), \\ EJ(z) \frac{\partial^4 v}{\partial z^4} + m(z) \frac{\partial^2 v}{\partial \tau^2} &= F_y(z, \tau), \\ GJ_\rho(z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^4} - \rho J_\rho(z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial \tau^2} &= M_k(z, \tau), \end{aligned}$$

де E , G – модулі пружності матеріалу Юнга та при деформаціях зсуву відповідно; u , v – переміщення вздовж осей OX і OY відповідно; θ – кут повороту навколо осі OZ ; m , ρ – погонна маса та маса одиниці об'єму шпинделя відповідно; F_x , F_y , M_k – проекції зовнішнього силового навантаження F та крутячий момент M_k за відповідними напрямками.

Початкове положення осі шпindelю будемо враховувати відповідним розсіянням положення геометричних осей реальних поверхонь обертання, що нормуються відповідними допусками лінійних розмірів, форми, взаємного розташування поверхонь та інтегральними показниками геометричних відхилень.

Шпindel на опорах ковзання може бути представлений у вигляді балки на вінклеровській основі з рівномірно розподіленими на опорних ділянках пружно-дисипативними n елементами ($n \rightarrow \infty$). Для моделювання процесу деформування в'язко-пружного середовища шпindelних опор ковзання доцільно застосовувати модель Фойхта-Кельвіна у вигляді паралельно з'єднаних пружного та дисипативного елементів з відповідними лінеаризованими коефіцієнтами радіальної, крутильної жорсткостей c_r, c_θ та відповідного демпфування h_r, h_θ .

При вібраціях в пружній системі шпindelного вузла відбувається розсіяння енергії коливань в зовнішнє середовище, в матеріалах та з'єднаннях пружних елементів, що обумовлене дією дисипативних сил.

Дисипація енергії в опорних шпindelних гідростатичних вузлах обумовлена рядом факторів. Розсіяння енергії коливань відбувається в мастильному прошарку опори при періодичному зближенні шийки шпindelю і гідростатичної втулки в межах радіального зазору. При відносному ковзанні спряжених поверхонь підшипника без їх зближення у в'язкому середовищі виникає сила непружного опору деформаціям зсуву стисненої рідини. Також для гідростатичних опор властиво демпфування в системі живлення за рахунок дроселювання потоку в'язкої стисненої рідини. Найбільший вплив на вібрації шпindelю чинять перші дві складові (до 90%) сил непружного опору в підшипниках, що при малих коливаннях у в'язкому середовищі мають лінійну характеристику та пропорційні відповідним швидкостям зміщень шпindelю в радіальному і тангенціальному напрямках опори. В диференційних рівняннях дисипативні сили в опорах можуть бути враховані коефіцієнтами демпфування при швидкостях зсуву в радіальному h_r та тангенціальному h_θ напрямках відповідно.

В загальному випадку зовнішнє навантаження на шпindelю $F_x(z, \tau), F_y(z, \tau), M_k(z, \tau)$ є детермінованими функціями координати z та випадковими функціями часу τ . Для знаходження частотних передавальних функцій $W_x(j\omega_x), W_y(j\omega_y), W_\theta(j\omega_\theta)$ за гармонійним

впливом диференційні рівняння згинно-крутильних коливань шпинделя на ГСО при дії гармонійних збурень запишуться у вигляді:

$$\begin{aligned}
 EJ(z) \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} + m(z) \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} + h_u(z) \frac{\partial u}{\partial \tau} + c_u(z) u &= F_x(z) \sin \varpi_x \tau, \\
 EJ(z) \frac{\partial^4 v}{\partial z^4} + m(z) \frac{\partial^2 v}{\partial \tau^2} + h_v(z) \frac{\partial v}{\partial \tau} + c_v(z) v &= F_y(z) \sin \varpi_y \tau, \\
 GJ_\rho(z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^4} - \rho J_\rho(z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial \tau^2} + h_\theta(z) \frac{\partial \theta}{\partial \tau} + c_\theta(z) \theta &= M_k(z) \sin \varpi_\theta \tau.
 \end{aligned} \tag{1.37}$$

В якості прикладу розглянемо розв'язання системи рівнянь (1.37) стосовно опорної ділянки шпинделя постійного перетину. Силіві (моментні) технологічні збурення, що сприймаються опорними вузлами, прикладені, як правило, на інших ділянках шпинделя, тоді права частина рівнянь (1.37) дорівнює нулю.

Відомо, що на вихідну точність шпиндельного вузла найбільший вплив чинять деформації в горизонтальній площині. Тому з метою спрощення аналітичних залежностей спочатку розглянемо задачу плоского згину в площині ZOX з крученням навколо осі OZ.

В реальних ГСО їх вихідні властивості (тиск, несуча здатність, жорсткість і т. ін.) є функцією полярного кута φ (див. рис. 1.9, а) в циліндричній системі координат. Для урахування відмічених анізотропних властивостей радіальних опор потрібно розглянути їх лінеаризовані параметри, наприклад жорсткості та демпфування, в функції кута повороту шпинделя $c_i, c_{\theta i}, h_i, h_{\theta i} = f(\varphi_{\text{ш}})$. Цей підхід можна застосовувати у випадку доцільності врахування нестационарності зовнішнього навантаження шляхом задавання його компонент F, M_k в часі τ , що відповідає певному куту повороту $\varphi_{\text{ш}}$.

Диференційні рівняння (1.37) з двома змінними z, τ перетворимо в рівняння з однією змінною. В загальному випадку з урахуванням дисипації енергії переміщення (повороти) будь-якої точки шпинделя пов'язані з часом залежностями:

$$u(z, \tau) = u(z) e^{j\omega_3 \tau}, \quad \theta(z, \tau) = \theta(z) e^{j\omega_k \tau}, \tag{1.38}$$

де $j = \sqrt{-1}$; ω_3, ω_k – частоти вимушених коливань згинання та кручення відповідно.

Підставляючи вирази (1.38) до рівнянь (1.37) після деяких перетворень отримаємо:

$$u^{IV} - \frac{\lambda_i^4}{l_i^4} u = 0, \quad \theta^{II} + \frac{\chi_i^2}{l_i^2} \theta = 0, \quad (1.39)$$

де l_i – довжина ділянки шпindelя постійного перетину.

Значення коефіцієнтів λ_i^4, χ_i^2 обчислюються за наступними залежностями:

$$\lambda_i^4 = \frac{l_i^4 (m_i \omega_3^2 - c_i - j h_i \omega_3)}{E J_i (1 + j h_m)}, \quad \chi_i^2 = \frac{l_i^2 (r_i m_i \omega_k^2 - c_{\theta i} - j h_{\theta i} \omega_k)}{G J_{\rho i} (1 + j h_{\theta m})}, \quad (1.40)$$

де $h_m, h_{\theta m}$ – лінеаризовані коефіцієнти демпфування в матеріалі шпindelя при коливаннях згину та кручення відповідно.

Широкого застосування для чисельного розв'язку лінійних диференціальних рівнянь (1.39) з комплексними коефіцієнтами (1.40) набули матричні методи розв'язання граничних задач теорії пружності, що ґрунтуються на дискретизації конструкції шпindelного вузла окремими ідеалізованими елементами (рис. 1.13).

Найбільш зручний для розрахунку динамічних характеристик шпindelних вузлів є метод початкових параметрів в матричній формі, що дозволяє звести розрахунок складної ланцюгової системи до багатократно повторюваного циклу алгебраїчних операцій, що відповідають переходу від однієї ділянки системи до іншої і дає можливість комп'ютеризувати розрахунки.

Метод початкових параметрів представляє собою алгоритм, який дозволяє при заданій частоті коливань за відомими значеннями переміщень і внутрішніх сил на початку ділянки визначати значення тих же змінних в кінці ділянки.

Цей метод для лінійних систем є універсальним, він застосовується для розрахунку коливань стрижнів, які складаються з ряду ділянок з різною жорсткістю, масою, зосередженими елементами конструкції і т. ін.

Для того щоб застосування методу початкових параметрів мало сенс розрахунок слід вести повністю в числовій формі. При розгляді простих прикладів метод початкових параметрів не володіє помітними

перевагами в порівнянні з методом безпосереднього вирішення задачі шляхом складання рівнянь руху по ділянках та їх стикування. Однак, при великому числі ділянок зручність методу очевидна. Проведення обчислень суттєво спрощується в результаті використання матричної символіки (матриць переходу).

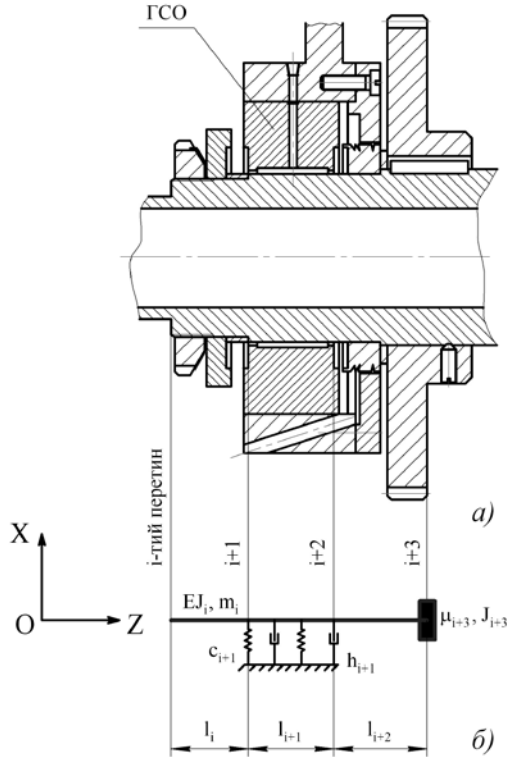


Рисунок 1.13 – Фрагмент будови а) та схема дискретизації ідеалізованими елементами б) шпиндельного вузла: μ_{i+3} – маса зосередженого в $i+3$ перетині зубчастого колеса

Як при коливаннях згину, так і при поздовжніх чи крутильних коливаннях, параметри, які характеризують стан перетину стрижня в кінці ділянки, виражаються за лінійними формулами через параметри перетину на початку ділянки.

З урахуванням прийнятих раніше обмежень щодо розгляду

поперечних коливань в площині ZOХ з коливаннями кручення навколо осі OZ, положення поперечного перерізу шпинделя і внутрішні силові фактори в ньому характеризуються шістьма величинами – кутом закручування θ , прогином u , кутом повороту ϕ , згинальним моментом M , поперечною силою Q і крутячим моментом M_k [44, 105]. Амплітудні значення зазначених величин на i -тій ділянці шпинделя складають шестивимірний вектор:

$$Z_i = \begin{bmatrix} \theta_i \\ u_i \\ \phi_i \\ M_i \\ Q_i \\ M_{ki} \end{bmatrix}.$$

Формула переходу від вектора Z_{i-1} в лівому перетині ділянки до вектора Z_i в його правому перетині має вигляд (рис. 1.14) [44]:

$$Z_i = P_i Z_{i-1} + N_i,$$

де P_i – узагальнена матриця переходу розмірністю 6×6 ; N_i – матриця-стовпець гармонічного зовнішнього навантаження.

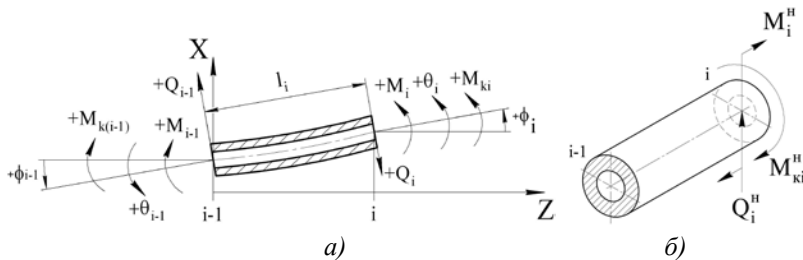


Рисунок 1.14 – Правило знаків а) та схема урахування зовнішнього навантаження б) для ділянки шпинделя

Загальна перехідна матриця i -тої ділянки P_i дорівнює добутку:

$$P_i = U_i S_i,$$

де U_i – перехідна матриця ділянки; S_i – перехідна матриця перетину.

Перехідна матриця i -тої ділянки U_i може бути подана у вигляді [44]:

$$U_i = \begin{bmatrix} \cos \chi_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_i}{GJ_p \chi_i} \sin \chi_i \\ 0 & A_i & l_i B_i & \frac{l_i^2 C_i}{EJ_i} & \frac{l_i^3 D_i}{EJ_i} & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_i^4 D_i}{l_i} & A_i & \frac{l_i B_i}{EJ_i} & \frac{l_i^2 C_i}{EJ_i} & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_i^4 EJ_i C_i}{l_i^2} & \frac{\lambda_i^4 EJ_i D_i}{l_i} & A_i & l_i B_i & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_i^4 EJ_i B_i}{l_i^3} & \frac{\lambda_i^4 EJ_i C_i}{l_i^2} & \frac{\lambda_i^4 D_i}{l_i} & A_i & 0 \\ -\frac{GJ_p \chi_i}{l_i} \sin \chi_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \chi_i \end{bmatrix}. \quad (1.41)$$

Функції A_i , B_i , C_i , D_i , що входять до виразу (1.41), обчислюють за залежностями [44]:

$$A_i = \frac{(\operatorname{ch} \lambda_i + \cos \lambda_i)}{2}, \quad B_i = \frac{(\operatorname{sh} \lambda_i + \sin \lambda_i)}{2\lambda_i},$$

$$C_i = \frac{(\operatorname{ch} \lambda_i - \cos \lambda_i)}{2\lambda_i^2}, \quad D_i = \frac{(\operatorname{sh} \lambda_i - \sin \lambda_i)}{2\lambda_i^3}.$$

Вектор навантаження N_i має вигляд:

$$N_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_i^H \\ Q_i^H \\ M_{ki}^H \end{bmatrix},$$

де M_i^H , Q_i^H , M_{ki}^H – амплітуди зовнішнього гармонічного навантаження.

Перехідна матриця перетину S_i в загальному випадку враховує масово-інерційні характеристики зосередженого елемента конструкції при згинанні та крученні; наявність зосередженої опори, пружно-дисипативної відносно поперечних, кутових, крутильних переміщень; стикове з'єднання елементів шпindelного вузла, пружно-дисипативне відносно поперечних, кутових, крутильних переміщень.

Таким чином, перехідна матриця i -го перетину S_i може бути представлена у вигляді:

$$S_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{C_{c\theta i}} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -\frac{1}{C_{cpi}} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \frac{1}{C_{c\phi i}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J_{y_i}\omega_3^2 + C_{\phi i} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_i\omega_3^2 - C_{pi} & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -J_{zi} - C_{\theta i} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

де J_{zi} , J_{yi} – осьові моменти інерції зосередженого вантажу в i -му перетині; μ_i – маса зосередженого вантажу в i -му перетині; C_{pi} , $C_{\phi i}$, $C_{\theta i}$, C_{cpi} , $C_{c\phi i}$, $C_{c\theta i}$ – комплексні модулі пружності, що визначають пружно-дисипативні характеристики зосередженої в i -му перетині опори C_i або стикового з'єднання елементів C_{ci} відносно поперечних p , кутових ϕz , крутильних θz переміщень відповідно.

Комплексні модулі пружності визначаються за формулами:

$$C_{pi} = c_{pi} + jh_{pi}, \quad C_{\phi i} = c_{\phi i} + jh_{\phi i}, \quad C_{\theta i} = c_{\theta i} + jh_{\theta i},$$

$$C_{cpi} = c_{cpi} + jh_{cpi}, \quad C_{c\phi i} = c_{c\phi i} + jh_{c\phi i}, \quad C_{c\theta i} = c_{c\theta i} + jh_{c\theta i},$$

де c_{pi} , $c_{\phi i}$, $c_{\theta i}$, c_{cpi} , $c_{c\phi i}$, $c_{c\theta i}$ – коефіцієнти жорсткості в i -му перетині; h_{pi} , $h_{\phi i}$, $h_{\theta i}$, h_{cpi} , $h_{c\phi i}$, $h_{c\theta i}$ – коефіцієнти демпфування в i -му перетині.

Отже, вище вказана задача ґрунтується на складанні матричного рівняння, яке зв'язує параметри в початковому (1-му) перетині балки через перехідні матриці її перетину з параметрами в кінцевому (n -му) перетині, а також з силовим фактором, діючим в k -му перетині [115]:

$$Z_n = PZ_1 + P_k N_k, \quad (1.42)$$

де Z_1 , Z_n – вектори комплексних параметрів на кінцях шпинделя в 1-му і n -му перетинах; P – матриця (6×6), яка дорівнює добутку всіх узагальнених матриць переходу (для перетинів і ділянок) шпинделя;

P_k – матриця (6×6), яка дорівнює добутку всіх перехідних матриць балки, розташованих після k-го перетину, де прикладене зовнішнє гармонічне навантаження; N_k – вектор зовнішнього навантаження в k-му перетині.

Для знаходження параметрів шпindelного вузла в 1-му перетині скористасмося тим, що, як правило, лівий та правий кінці шпindelя не затиснуті, а зовнішнє навантаження прикладене на інших ділянках. Таким чином, силові фактори в 1-му та n-му перетинах дорівнюють нулю. Отже, з урахуванням вищевикладеного, рівняння (1.42) можна представити у наступному вигляді:

$$\begin{bmatrix} \theta_n \\ u_n \\ \phi_n \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} & \dots & P_{16} \\ P_{21} & P_{21} & \dots & P_{21} \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ P_{61} & P_{61} & \dots & P_{61} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ u_1 \\ \phi_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} P_{k_{-11}} & P_{k_{-12}} & \dots & P_{k_{-16}} \\ P_{k_{-21}} & P_{k_{-21}} & \dots & P_{k_{-21}} \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ P_{k_{-61}} & P_{k_{-61}} & \dots & P_{k_{-61}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_i \\ Q_i \\ M_{ki} \end{bmatrix},$$

де $\theta_1, \theta_n, u_1, u_n, \phi_1, \phi_n$ – відповідно кути закручування, прогини та кути повороту в 1-му та n-му перетинах.

Запишемо в алгебраїчній формі вирази для знаходження трьох останніх елементів вектора Z_n :

$$\begin{cases} 0 = P_{41} \cdot \theta_1 + P_{42} \cdot u_1 + P_{43} \cdot \phi_1 + P_{k_{-44}} \cdot M_i + P_{k_{-45}} \cdot Q_i + P_{k_{-46}} \cdot M_{ki}, \\ 0 = P_{51} \cdot \theta_1 + P_{52} \cdot u_1 + P_{53} \cdot \phi_1 + P_{k_{-54}} \cdot M_i + P_{k_{-55}} \cdot Q_i + P_{k_{-56}} \cdot M_{ki}, \\ 0 = P_{61} \cdot \theta_1 + P_{62} \cdot u_1 + P_{63} \cdot \phi_1 + P_{k_{-64}} \cdot M_i + P_{k_{-65}} \cdot Q_i + P_{k_{-66}} \cdot M_{ki}. \end{cases} \quad (1.43)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (1.43) відносно θ_1, u_1, ϕ_1 , після перетворень отримаємо:

$$u_1 = \frac{\frac{b}{d} \cdot P_{41} + f \cdot P_{43} + P_{k_{-44}} \cdot M_i + P_{k_{-45}} \cdot Q_i + P_{k_{-46}} \cdot M_{ki}}{\frac{c}{d} \cdot P_{41} - P_{42} - e \cdot P_{43}},$$

$$\theta_1 = \frac{b}{d} - \frac{c \cdot \left(\frac{b}{d} \cdot P_{41} + f \cdot P_{43} + P_{k_44} \cdot M_i + P_{k_45} \cdot Q_i + P_{k_46} \cdot M_{ki} \right)}{c \cdot P_{41} - d \cdot P_{42} - e \cdot d \cdot P_{43}},$$

$$\phi_1 = \frac{e \cdot \left(\frac{b}{d} \cdot P_{41} + f \cdot P_{43} + P_{k_44} \cdot M_i + P_{k_45} \cdot Q_i + P_{k_46} \cdot M_{ki} \right)}{\frac{c}{d} \cdot P_{41} - P_{42} - e \cdot P_{43}} + f,$$

де $a = \frac{M_i(P_{k_44} - P_{k_54}) + Q_i(P_{k_45} - P_{k_55}) + M_{ki}(P_{k_46} - P_{k_56})}{P_{43} - P_{53}},$

$$b = -(P_{63} - P_{53}) \cdot a - M_i(P_{k_54} - P_{k_64}) - Q_i(P_{k_55} - P_{k_65}) - M_{ki}(P_{k_56} - P_{k_66})$$

$$c = P_{52} - P_{62} + (P_{42} - P_{52}) \frac{P_{63} - P_{53}}{P_{43} - P_{53}},$$

$$d = P_{51} - P_{61} + (P_{41} - P_{51}) \frac{P_{63} - P_{53}}{P_{43} - P_{53}},$$

$$e = \frac{c \cdot (P_{41} - P_{51})}{d \cdot (P_{43} - P_{53})} - \frac{P_{42} - P_{52}}{P_{43} - P_{53}},$$

$$f = a - \frac{b}{d \cdot (P_{43} - P_{53})}.$$

Знаючи параметри шпindelьного вузла у всiх перетинах, можна знайти частотнi передавальнi функцiї цих параметрiв по силовому (моментному) зовнiшньому впливу, що дiє в перетинi k. Наприклад, динамiчна податливiсть в i-му перетинi шпинделя:

$$W_{F_k}(j\omega) = \frac{u_i(j\omega)}{F_k(j\omega)} = R_e(\omega) + j \cdot I_m(\omega), \quad (1.44)$$

де ω – частота зовнiшнього гармонiйного навантаження.

Зiдси можна окремо визначити АФЧХ шпинделя за силовим гармонiчним збуренням:

$$A(\omega) = \sqrt{R_e^2(\omega) + I_m^2(\omega)}, \quad \varphi(\omega) = \arctg \frac{I_m(\omega)}{R_e(\omega)}.$$

Аналогiчним чином можна отримати характеристику динамiчної

податливості за гармонічним моментним збуренням.

Побудова пружних ліній деформацій осі шпинделя по відомих параметрах прогину або кута закручування в перетинах дозволяє досліджувати статичну, динамічну форми коливань в широкому частотному діапазоні. Для розрахунку статичної форми викривленої осі шпинделя при поперечних або крутильних коливаннях треба покласти частоту збуджуючого навантаження $\omega=0$ Гц.

З метою спрощення розрахункових моделей (скорочення числа ділянок і перетинів) реальний шпиндель приводиться до ступінчастої балки шляхом об'єднання ступіней, моменти інерції яких відрізняються незначно. Для об'єднаних ступіней розраховується усереднене значення моменту інерції. Дрібні радіуси, фаски, канавки, пази і т.п., зазвичай, не враховуються.

При машинному розрахунку систему, як правило, представляють у вигляді дискретної моделі, беручи ділянки між розрахунковими перерізами достатньо малими. Число перетинів в розрахунковій моделі рекомендується приймати в межах $4 \leq n \leq 20$.

Узагальнена розрахункова схема шпиндельного вузла наведена на рис. 1.15.

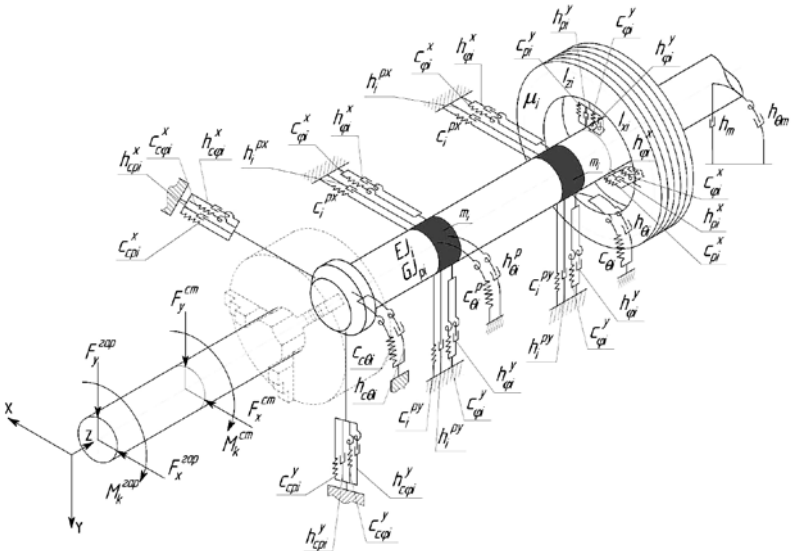


Рисунок 1.15 – Узагальнена розрахункова схема шпиндельного вузла

Для підшипників ковзання з метою збільшення точності розрахунку доцільно виділяти окрему ділянку та рівномірно розподіляти їх жорсткість і демпфування на цій ділянці.

Шків, маховики, крупні зубчасті колеса, фланці, патрони, деталі, інструменти та інші подібні елементи, закріплені на або в шпинделі, представляються в розрахунковій моделі у вигляді зосереджених елементів, розташованих в перерізі (див. рис. 1.15). Зазначені елементи характеризуються відповідними величинами маси μ_i і осьовими моментами інерції I_{xi} , I_{zi} . Причому, зосереджені елементи шпindelного вузла можуть приєднуватися до шпинделя як жорстко, так і через пружно-демпфуючі зв'язки.

В загальному випадку матриці жорсткостей C та демпфування H пружно-дисипативної опори мають розмірність 6×6 . В даній задачі розглядаються згинно-крутильні коливання шпинделя, тобто $F_z=0$. Будемо вважати, що головний центр жорсткості пружно-дисипативної опори знаходиться на лінії, що характеризує центр мас шпинделя. Тоді матриці C і H набудуть вигляду:

$$C = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{yx} & c_{yy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{\varphi xx} & c_{\varphi xy} & c_{\varphi xz} \\ 0 & 0 & 0 & c_{\varphi yx} & c_{\varphi yy} & c_{\varphi yz} \\ 0 & 0 & 0 & c_{\varphi zx} & c_{\varphi zy} & c_{\varphi zz} \end{bmatrix},$$

$$H = \begin{bmatrix} h_{xx} & h_{xy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ h_{yx} & h_{yy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & h_{\varphi xx} & h_{\varphi xy} & h_{\varphi xz} \\ 0 & 0 & 0 & h_{\varphi yx} & h_{\varphi yy} & h_{\varphi yz} \\ 0 & 0 & 0 & h_{\varphi zx} & h_{\varphi zy} & h_{\varphi zz} \end{bmatrix}, \quad (1.45)$$

де c_{ik} , $c_{\varphi ik}$, h_{ik} , $h_{\varphi ik}$ – відповідні радіальні (c_{ik} , h_{ik}), кутові ($c_{\varphi ik}$, $h_{\varphi ik}$) коефіцієнти жорсткостей та демпфування (індекс i позначає проекцію навантаження на координатну вісь, індекс k – проекцію переміщення або швидкості опорної шийки шпинделя).

Перехресні коефіцієнти в матрицях C і h визначають неколінеарні зсуви вектора переміщень (швидкості) опорних шийок шпинделя по відношенню до вектора зовнішнього навантаження та, тим самим, характеризують нелінійні властивості мастильного прошарку в ГСО.

З метою визначення динамічних коефіцієнтів жорсткостей та демпфувань лінеаризуємо реакції мастильного прошарку в ГСО F_R , M_R , M_Q в припущенні про малість відхилень Δx , Δy , $\Delta \alpha$, $\Delta \beta$, $\Delta \theta$ відносно положення рівноваги шляхом розкладу в ряд Тейлора. Кути α , β характеризують перекіс шпинделя площинах ZOY та ZOX , що обумовлений формуванням моментних складових M_{Ry} , M_{Rx} реакції в опорах в зазначених площинах. Тоді лінеаризовані реакції можна представити матричними рівняннями виду:

$$\begin{bmatrix} F_{R_x} \\ F_{R_y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{R_{x0}} \\ F_{R_{y0}} \end{bmatrix} - c \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} - h \begin{bmatrix} \Delta x' \\ \Delta y' \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} M_{R_x} \\ M_{R_y} \\ M_\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{R_{x0}} \\ M_{R_{y0}} \\ M_{\theta 0} \end{bmatrix} - c_\varphi \begin{bmatrix} \Delta \alpha \\ \Delta \beta \\ \Delta \theta \end{bmatrix} - h_\varphi \begin{bmatrix} \Delta \alpha' \\ \Delta \beta' \\ \Delta \theta' \end{bmatrix},$$

$$\text{де } c = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix}, \quad h = \begin{bmatrix} h_{xx} & h_{xy} \\ h_{yx} & h_{yy} \end{bmatrix}, \quad c_\varphi = \begin{bmatrix} c_{\varphi xx} & c_{\varphi xy} & c_{\varphi xz} \\ c_{\varphi yx} & c_{\varphi yy} & c_{\varphi yz} \\ c_{\varphi zx} & c_{\varphi zy} & c_{\varphi zz} \end{bmatrix},$$

$$h_\varphi = \begin{bmatrix} h_{\varphi xx} & h_{\varphi xy} & h_{\varphi xz} \\ h_{\varphi yx} & h_{\varphi yy} & h_{\varphi yz} \\ h_{\varphi zx} & h_{\varphi zy} & h_{\varphi zz} \end{bmatrix}.$$

Положення рівноваги для стаціонарно навантаженого збалансованого шпинделя характеризується кривою рухомої рівноваги [51, 151]. Для вимушених коливань неврівноваженого шпинделя стійке положення буде визначатися еліптичними траєкторіями руху центру мас шпинделя навколо точки рівноваги. За положення рівноваги можна прийняти точку на кривій рухомої рівноваги при $\varepsilon=0$ [22].

Коефіцієнти в рівняннях (1.45) характеризують дію на опорну шийку шпинделя сил (моментів) з боку мастильного прошарку підшипника. Незважаючи на припущення про малість відхилень відносно положення рівноваги, метод динамічних коефіцієнтів можна застосовувати для практичних задач в діапазоні зміни $\varepsilon \leq 0,3..0,5$ [11, 15, 22, 72].

Шукані динамічні коефіцієнти (див. схему на рис. 1.14) розташовані на головних діагоналях матриць C , H і характеризують: радіальні значення жорсткостей (c_{xx} , c_{yy}) та демпфувань (h_{xx} , h_{yy}); кутові величини жорсткостей ($c_{\varphi xx}$, $c_{\varphi yy}$, $c_{\varphi zz}$) та демпфувань ($h_{\varphi xx}$, $h_{\varphi yy}$, $h_{\varphi zz}$).

Складність у визначенні динамічних коефіцієнтів полягає у тому, що математичний опис реакцій F_{Rx} , F_{Ry} , M_{Rx} , M_{Ry} , M_{θ} (1.25, 1.29) не має аналітичного розв'язку. Чисельні методи визначення коефіцієнтів можна умовно розділити на дві групи. Сутність першого методу, запропонованого Е.Л. Позняком [102, 103], полягає в «збуренні» вихідних рівнянь руху ротора та складанні системи диференціальних рівнянь для додаткового тиску, що виникає в мастильному прошарку при малих відхиленнях від положення рівноваги. Розв'язок рівнянь шукається у вигляді [22]:

$$c_{ij} = \frac{\mu\omega L}{\psi^3} I_k, \quad h_{ij} = \frac{\mu L}{\psi^3} I_n,$$

де c_{ij} , h_{ij} – динамічні коефіцієнти за відповідними напрямками; i, j – відповідають індексам xx , xy , yx , yy матриць у виразі (1.45); ψ – відносний зазор в опорі ($\psi=2\delta_0/D$); I_k , I_n – коефіцієнти, що визначають положення опорної шийки ротора на кривій рухомої рівноваги.

Методика обчислення коефіцієнтів I_k , I_n докладно розглянута в роботах [25, 102, 103].

Іншим підходом до вирішення поставленої задачі є обчислення динамічних коефіцієнтів, як частинних похідних від проекцій гідродинамічних сил та моментів [11, 20, 163]. Зазначені коефіцієнти в положенні рівноваги визначаються як:

$$\begin{aligned} c_{xx} &= -\frac{\partial F_{Rx}}{\partial x}, \quad c_{yy} = -\frac{\partial F_{Ry}}{\partial y}, \quad h_{xx} = -\frac{\partial F_{Rx}}{\partial x'}, \quad h_{yy} = -\frac{\partial F_{Ry}}{\partial y'}, \\ c_{\varphi xx} &= -\frac{\partial M_{Rx}}{\partial \alpha}, \quad c_{\varphi yy} = -\frac{\partial M_{Ry}}{\partial \beta}, \quad c_{\varphi zz} = -\frac{\partial M_{\theta}}{\partial \theta}, \\ h_{\varphi xx} &= -\frac{\partial M_{Rx}}{\partial \alpha'}, \quad h_{\varphi yy} = -\frac{\partial M_{Ry}}{\partial \beta'}, \quad h_{\varphi zz} = -\frac{\partial M_{\theta}}{\partial \theta'}. \end{aligned} \quad (1.46)$$

Для безпосереднього диференціювання за залежностями (1.46) проєкції силових (1.25) та моментних (1.29) складових реакції в ГСО повинні бути подані у вигляді:

$$F_R = f(x, y, x', y'), M_R = f(\alpha, \beta, \theta, \alpha', \beta', \theta'). \quad (1.47)$$

Підходи до перетворення інтегральних виразів для реакцій (1.25, 1.28, 1.29) до вигляду (1.47) наведені в [20, 51], а методика розв'язку диференціальних рівнянь (1.46) докладно розглянута в роботах [20, 27, 119, 163].

Для наближеного розрахунку коефіцієнти жорсткості c_i опор шпинделя приймаються за традиційними методиками з урахуванням експериментальних даних [31, 50]. При визначенні розподіленої на ділянці l_i шпинделя жорсткості c_i^p використовується формула $c_i^p = \frac{c_i}{l_i}$.

Коефіцієнти демпфування в шпиндельних опорних вузлах при поперечних h_i та крутильних h_0 коливаннях можна наближено визначити за залежністю [23, 157]:

$$h_n = \frac{\Psi_p \cdot c_n}{4\pi^2 \omega},$$

де c_n – жорсткість в радіальному або тангенційному напрямках підшипника; Ψ_p – коефіцієнт поглинання енергії коливань згину або кручення шпиндельного вузла [23].

Характеристика розподіленого на ділянці демпфування h_i^p визначається аналогічно до величини розподіленої жорсткості c_i^p .

Одним з факторів, що суттєво впливають на вихідну точність обробки, є пружні контактні переміщення в нерухомих з'єднаннях шпиндельного вузла (наприклад, «шпиндель-патрон-заготовка», «шпиндель-інструмент» і т. ін.) (рис. 1.16). Відомо, що пружні переміщення в стиках спряжених елементів шпиндельного вузла можуть сягати до 50% в балансі переміщень шпиндельної групи верстата [69].

В загальному випадку стикове з'єднання шпинделя з технологічним оснащенням може бути уявлено у вигляді зосередженої (або

розподіленої) пружно-дисипативної опори, що характеризується трьома складовими жорсткості (радіальною, кутовою, крутильною) та відповідними коефіцієнтами демпфування. Надалі обмежимося розглядом циліндричних та конічних стикових з'єднань, що є найбільш поширеними у шпindelних вузлах верстатів.

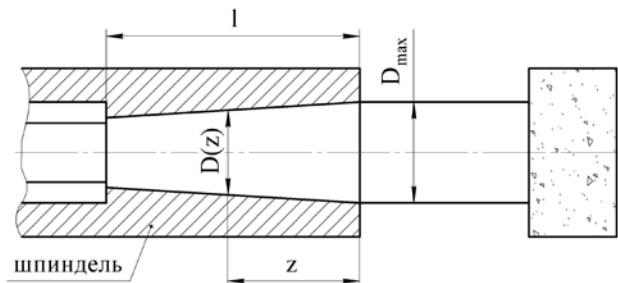


Рисунок 1.16 – Розрахункова схема стикового з'єднання „шпиндель - оправка”

Більшість стикових з'єднань, що застосовуються в конструкціях шпindelних вузлів, мають попередній натяг. Попередньо прийемо, що контакт спряжених поверхонь має місце по всій площі стику, а пружні контактні переміщення залежать лінійно від тиску в стиковому з'єднанні, що обумовлений натягом.

Як показано в роботах [44, 69], для математичного опису процесу контактування спряжених деталей, що розділені внаслідок геометричних відхилень поверхонь прошарком змінної жорсткості, доцільним є застосування гіпотези Вінклера. В загальному випадку стикове з'єднання можна уявити у вигляді балки на пружній «вінклерівській» основі, яка являє собою поверхневі шари контактуючих деталей.

Як правило, в з'єднаннях з натягом контактні переміщення та тиск від натягу значно перевищують такі ж параметри від зовнішнього навантаження [69]. Отже, деформаціями в стикі власне від зовнішнього навантаження, внаслідок їх малості в порівнянні з контактними, можна зневажити. Відповідно в розрахунковій схемі шпindelного вузла стикове з'єднання буде представлене пружно-дисипативною опорою з розподіленими по довжині контактуючих поверхонь параметрами жорсткості та демпфування.

Коефіцієнти радіальної та кутової жорсткостей, приведені до початку стику з урахуванням залежностей отриманих в роботі [69], можуть бути представлені у вигляді:

$$c_{\text{оп}} = \frac{\pi D(z)}{4c_{\beta} k_p (c_{\beta} l C_1 + C_2)}; c_{\text{оп}} = \frac{\pi D(z)}{4c_{\beta}^2 k_p l (2c_{\beta} l C_3 + C_4)}, \quad (1.48)$$

де $D(z)$ – діаметр стикового з'єднання за координатою z по довжині l ;

$$c_{\beta} - \text{коефіцієнт контактної жорсткості стику, } c_{\beta} = \sqrt[4]{\frac{B \cdot 10^4}{4EJk_p}} \quad [69];$$

$$k_p - \text{коефіцієнт контактної податливості стику, } k_p = 0,5\eta r_n^{-0,5} \quad [69];$$

B – приведена ширина стику, $B=0,5\pi D_{\text{max}}$ [69]; D_{max} – найбільший діаметр стикового з'єднання; η – коефіцієнт, що характеризує геометрію та матеріал спряжених поверхонь стику; r_n – усереднене значення тиску натягу; C_1, C_2, C_3, C_4 – поправочні коефіцієнти, що враховують вплив змінного діаметру стикового з'єднання.

Значення коефіцієнтів η, C_1, C_2, C_3, C_4 для різноманітних типів, геометричних параметрів та умов фінішної обробки стикових з'єднань наведені в [69].

На точність обертання шпинделів, особливо прецизійних, поряд з радіальними та кутовими зміщеннями в стиках чинять істотний вплив дотичні переміщення при крутильних коливаннях системи. Це явище можна характеризувати коефіцієнтом крутильної жорсткості в стиках, що наближено може бути визначений за залежністю:

$$c_{\text{с0}} = \frac{1}{k_{\tau}}, \quad (1.49)$$

де k_{τ} – коефіцієнт контактної дотичної податливості.

Як правило, коефіцієнт k_{τ} для умов пружно-пластичного деформування визначається експериментальним шляхом. Емпіричні значення цього коефіцієнту для найбільш поширених типів стикових з'єднань в шпиндельному вузлі приводяться в роботі [69].

Для технічних розрахунків при співвідношенні $l/D_{\text{max}} \leq 5$ достатньо розглянути стикове з'єднання в зосереджених параметрах,

приведених до середнього по довжині з'єднання перетину, які обчислюються за залежностями (1.48 – 1.49).

Похибки виготовлення спряжених деталей стику чинять суттєвий вплив на жорсткість з'єднання. Так, відповідно до експериментальних даних роботи [69], жорсткість притертих поверхонь стику більша на 25-30% ніж шліфованих. Окрім того встановлено, що при зміні кутового положення оправки (навколо власної осі) відносно шпинделя жорсткість стику змінюється в межах до 30%.

Для розрахункової оцінки впливу похибок виготовлення спряжених деталей найбільш доцільно застосовувати емпіричні коефіцієнти, що враховують зміни геометрії спряжених поверхонь для певних типів та технологій виготовлення елементів стикових з'єднань. Для технічних розрахунків можна застосовувати відповідні радіальні, крутильні поправочні коефіцієнти μ_r , μ_φ [69] контактної податливості. В цьому випадку коефіцієнти k_r , k_τ , що входять до виразів (1.48 – 1.49), знайдуться відповідним множенням на поправочні коефіцієнти μ_r , μ_φ .

Істотний вплив на амплітуди вимушених коливань шпинделя чинять сили внутрішнього тертя в матеріалах та сили конструкційного демпфування, обумовленого, насамперед, дисипацією енергії при деформаціях нерухомих з'єднань. Характеристики дисипації енергії при дії сил внутрішнього тертя та конструкційного демпфування можуть бути задані коефіцієнтами поглинання ψ або конфігурацією петлі гістерезису.

Так, коефіцієнт поглинання ψ ($\psi=2\delta$) дорівнює відношенню втраченої за цикл енергії $\Delta\Pi$ до найбільшого значення потенціальної енергії пружного елемента. Тоді лінеаризований коефіцієнт демпфування може бути визначений за залежністю [23]:

$$h_\psi = \frac{\delta}{\pi\omega}, \quad (1.50)$$

де δ – логарифмічний декремент коливань шпинделя.

Значення δ можна знайти в довідковій літературі, наприклад [130].

У випадку, коли дисипативні характеристики визначені петлею гістерезису, лінеаризований коефіцієнт демпфування визначається наступним чином:

$$h_a = \frac{1}{\pi a^2 \omega} \int_0^T F_d \left(\frac{dx}{d\tau} \right) \frac{dx}{d\tau} d\tau, \quad (1.51)$$

де a – найбільша абсциса петлі гістерезису; F_d – дисипативна сила; x – відносне переміщення спряжених поверхонь при циклічному деформуванні пружно-дисипативного елемента; T – період деформування.

Якщо коливальні елементи шпindelного вузла замінити еквівалентною пружно-в'язкою моделлю, то в загальному випадку нелінійну характеристику дисипативної сили можна представити у вигляді [23]:

$$F_d = b_\zeta \left(\frac{dx}{d\tau} \right)^\zeta \operatorname{sgn} \left(\frac{dx}{d\tau} \right),$$

де b_ζ – коефіцієнт в'язкого опору; ζ – постійний коефіцієнт, що характеризує залежність дисипативної сили від швидкості.

З урахуванням рекомендацій робіт [50, 69] щодо розсіяння енергії в циліндричних та конічних стиках, коефіцієнти радіального h_{cp} , кутового $h_{c\theta}$ та крутильного $h_{c\theta}$ демпфування в стику (див. рис. 1.15) можуть бути обчислені за залежностями:

$$h_{cp} = \frac{D_c l x_c^2 \psi_p}{8 \cdot k_p \omega_3 \int_0^l EJ \left(\frac{\partial^4 x_1}{\partial z^4} \right) dz}, \quad h_{c\theta} = \frac{D_c l^3 \varphi_c^2 \psi_p}{88 \cdot k_p \omega_3 \int_0^l EJ \left(\frac{\partial^4 x_1}{\partial z^4} \right) dz},$$

$$h_{c\theta} = \frac{\psi_\theta}{\pi \omega_k \int_0^l GJ_p \left(\frac{\partial^2 \theta_1}{\partial z^2} \right) dz},$$

де ψ_p , ψ_θ – емпіричні коефіцієнти поглинання енергії [69], що враховують умови навантаження та машення стику; x_1 , θ_1 – переміщення в площині згину та кут закручування по довжині l стику відповідно; x_c , φ_c – переміщення та кут повороту в площині згину, що визначені в середньому поперечному перетині стику; D_c – діаметр стикового з'єднання в його середньому поперечному перетині.

Дисипація енергії коливань при відносному ковзанні спряжених поверхонь для малого співвідношення довжини стику до діаметра не

чинить істотного впливу на амплітуди контактних переміщень [69]. Отже, в першому наближенні, можна обмежитися врахуванням тільки згинних та крутильних складових демпфування в стику.

Демпфування в матеріалах пружних елементів доцільно враховувати для високошвидкісних шпindelних вузлів при наближенні робочих швидкостей обертання до першої критичної швидкості та протяжних консольних ділянок шпинделя із заготовкою або інструментом. Для урахування дисипації енергії в матеріалах пружної системи шпindelного вузла скористаємося гіпотезою Сорокіна Е.С. [122, 159], відповідно до якої сила непружного опору деформаціям в матеріалі пропорційна амплітуді напружень та має знак швидкості деформацій:

$$\sigma = E\varepsilon + \sigma_0 \operatorname{sgn} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau},$$

де σ , ε – напруження та деформації в матеріалі пружного елемента;
 σ_0 – коефіцієнт, що враховує параметри петлі гістерезису.

При аналізі лінійної коливальної системи з метою урахування дисипації енергії в матеріалі жорсткості згину та кручення слід подати в комплексній формі:

$$EJ_i = EJ(1 + jh_m); \quad GJ_{pi} = GJ_p(1 + jh_{m\theta}),$$

де h_m , $h_{m\theta}$ – коефіцієнти демпфування в матеріалі елементів шпindelного вузла при коливаннях згину та кручення відповідно.

Наближено шукані коефіцієнти h_m , $h_{m\theta}$ можна обчислити за формулами (1.50 – 1.51).

1.3. Просторове положення характеристичного вектора шпинделя

Найбільш зручно зміщення вектора R відносно свого недеформованого положення визначати в сферичній системі координат, початок якої збігається з точкою O_1 – опорною точкою шпинделя. Тоді положення точки прикладення вектора R (точки O_2 на

рис. 1.17) деформованого шпинделя визначається вектором ρ_R . Напрямок вектора R відносно площини розміщення опорної точки (торця недеформованого шпинделя) характеризується кутами α_R, β_R .

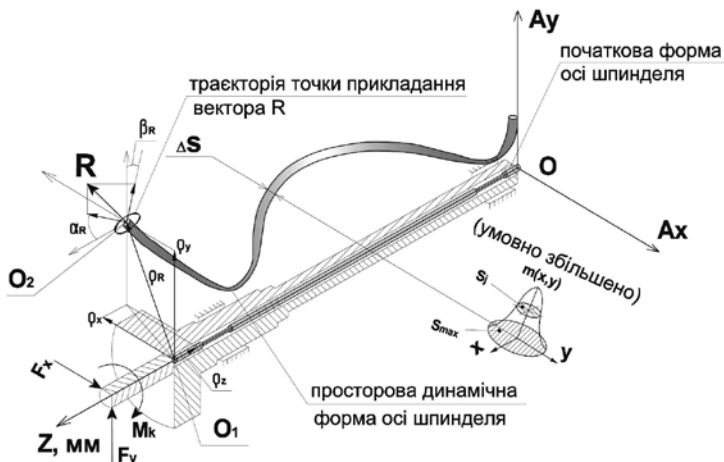


Рисунок 1.17 – До визначення положення характеристичного вектора R шпинделя: Ax, Ay – безрозмірні амплітуди коливань в площинах ZOX і ZOY відповідно; Z – лінійна координата по довжині шпинделя

Переміщення в просторі точки O_2 (точки прикладання характеристичного вектора R) в момент часу τ будуть повністю характеризовані випадковим вектором ρ_R , що визначається системою трьох корельованих випадкових величин. Для їх характеристики доцільно застосувати попарні кореляційні моменти проєкцій вектора ρ_R на осі декартової системи координат ρ_x, ρ_y, ρ_z , які утворюють тензор 2-го рангу у вигляді:

$$K_{xyz} = \begin{bmatrix} \overline{\rho_x^2} & \overline{\rho_x \rho_y} & \overline{\rho_x \rho_z} \\ \overline{\rho_y \rho_x} & \overline{\rho_y^2} & \overline{\rho_y \rho_z} \\ \overline{\rho_z \rho_x} & \overline{\rho_z \rho_y} & \overline{\rho_z^2} \end{bmatrix},$$

де компоненти тензора представляють собою усереднені у часі математичні сподівання центрованих складових проєкцій ρ_x, ρ_y, ρ_z випадкового вектора переміщень ρ_R .

Компоненти тензора кореляційних моментів K_{xyz} обчислюються інтегруванням проекцій випадкового вектора ρ_R на проміжку часу $(0; T)$ за залежностями:

$$\begin{aligned} \overline{\rho_x^2} &= \frac{1}{T} \int_0^T \rho_x(\tau) \rho_x(\tau) d\tau, & \overline{\rho_x \rho_y} &= \frac{1}{T} \int_0^T \rho_x(\tau) \rho_y(\tau) d\tau, \\ \overline{\rho_x \rho_z} &= \frac{1}{T} \int_0^T \rho_x(\tau) \rho_z(\tau) d\tau, & \overline{\rho_y \rho_x} &= \frac{1}{T} \int_0^T \rho_y(\tau) \rho_x(\tau) d\tau, \\ \overline{\rho_y^2} &= \frac{1}{T} \int_0^T \rho_y(\tau) \rho_y(\tau) d\tau, & \overline{\rho_y \rho_z} &= \frac{1}{T} \int_0^T \rho_y(\tau) \rho_z(\tau) d\tau, \\ \overline{\rho_z \rho_x} &= \frac{1}{T} \int_0^T \rho_z(\tau) \rho_x(\tau) d\tau, & \overline{\rho_z \rho_y} &= \frac{1}{T} \int_0^T \rho_z(\tau) \rho_y(\tau) d\tau, \\ \overline{\rho_z^2} &= \frac{1}{T} \int_0^T \rho_z(\tau) \rho_z(\tau) d\tau. \end{aligned}$$

Кутове розташування проекцій вектора R в площинах XOZ (α_R) та YOZ (β_R) визначається кутами нахилу відповідних дотичних до пружної осі шпинделя в точці O_2 .

Кути α , β нахилу дотичної до осі OZ по довжині шпинделя в площинах XOZ та YOZ відповідно можуть бути знайдені як:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{dx}{dz}, \quad \beta = \operatorname{arctg} \frac{dy}{dz}. \quad (1.52)$$

Для визначення кутів нахилу α_R , β_R вектора R окремої реалізації пружної лінії шпинделя потрібно обчислити попередні вирази при $z=z(O_1)$.

Якщо відомі щільності ймовірностей розподілу $f(\alpha)$, $f(\beta)$ випадкових величин α , β , то в цьому випадку відповідні математичні сподівання та дисперсії обчислюються за формулами:

$$m_{\alpha} = \int_{-\infty}^{+\infty} \alpha \cdot f(\alpha) d\alpha, \quad m_{\beta} = \int_{-\infty}^{+\infty} \beta \cdot f(\beta) d\beta,$$

$$\sigma_{\alpha}^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (\alpha - m_{\alpha})^2 f(\alpha) d\alpha, \quad \sigma_{\beta}^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (\beta - m_{\beta})^2 f(\beta) d\beta.$$

Кореляційні функції випадкових величин $\alpha(t)$, $\beta(t)$ можуть бути визначені у вигляді:

$$K_{\alpha}(\tau; \tau') = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} [\alpha - m_{\alpha}(\tau)] [\alpha' - m_{\alpha}(\tau')] f(\alpha, \alpha'; \tau, \tau') d\alpha d\alpha',$$

$$K_{\beta}(\tau; \tau') = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} [\beta - m_{\beta}(\tau)] [\beta' - m_{\beta}(\tau')] f(\beta, \beta'; \tau, \tau') d\beta d\beta',$$

де $f(\alpha, \alpha'; \tau, \tau')$, $f(\beta, \beta'; \tau, \tau')$ – двовимірні щільності ймовірностей випадкових величин $\alpha(\tau)$, $\beta(\tau)$.

Таким чином, в загальному випадку положення вектора R у просторі визначають п'ять показників ($\rho_x, \rho_y, \rho_z, \alpha_R, \beta_R$), кожен з яких пов'язаний з вихідними параметрами точності обробки на верстатах.

Для квазістационарних випадкових процесів можливо розкладання проекцій вектору $\rho_R(\tau)$, та кутів $\alpha(\tau)$, $\beta(\tau)$ в ряд Фур'є у вигляді [139]:

$$f(\varphi) = C_0 + \sum_{k=1}^n C_k \cdot \cos(k \cdot \varphi + \varphi_{0k}), \quad (1.53)$$

де C_0 – випадкова величина нульового члену ряду; C_k – випадкова амплітуда k -ї гармоніки; φ_{0k} – випадкова величина початкової фази k -ї гармоніки; n – порядковий номер вищої гармоніки тригонометричного полінома.

Враховуючи припущення про ергодичність випадкового процесу коливань шпинделя, для дискретно заданої окремої реалізації траєкторії $f(x)$ на проміжку часу $(0; T)$ в точках простору $x=0,1,2 \dots N$ значення амплітуд C_k гармонік ряду обчислюються так [158]:

$$C_k = \frac{2}{N} \left[\frac{1}{2} f(0) + \sum_{x=1}^{N-1} f(x) \cos \frac{\pi k x}{N} + \frac{1}{2} (-1)^k f(N) \right] \quad (1.54)$$

Величини початкових фаз φ_{0k} гармонічного ряду (1.53) мало впливають на точність шпindelного вузла верстата [113], тому їх можна не враховувати при спектральному аналізі траєкторій руху шпindelю.

В результаті комп'ютерного моделювання отримана просторова динамічна форма зігнутої осі шпindelю (див. рис. 1.17) на частоті вимушених коливань 50 Гц (відповідає максимальній робочій швидкості обертання шпindelю). Практично важливе значення має визначення зміщення точки прикладення характеристичного вектора R та розмах напівосей еліптичної траєкторії в площині поперечного перерізу шпindelю, оскільки ці параметри містять всі похибки, пов'язані зі шпindelним вузлом. Аналітично визначені траєкторії руху точки прикладення вектора R побудовані на графіку в припущенні співпадання їх центра з математичним очікуванням густини ймовірності $m(x, y)$ положення деформованої осі шпindelю.

Величина ΔS (див. рис. 1.17) характеризує випадкові відхилення осі шпindelю, які обумовлені стохастичними величинами початкової χ та динамічної ξ форм положення осі шпindelю.

Наведена на рис. 1.17 крива розсіювання відображає густину ймовірності положення осі шпindelю і дозволяє оцінити очікуване її розсіяння. Кількісною характеристикою поля розсіяння положень є максимальна площа S_{\max} , що визначається як опорна площа відповідної двовимірної гістограми:

$$S_{\max} = \iint_{S_{\max}} dx dy$$

Розглянемо визначення S_{\max} .

Розсіювання положення осі шпindelю пов'язано зі спільним впливом двох випадкових величин. На положення осі шпindelю впливає велика кількість факторів, які пов'язані з робочими процесами в підсистемі шпindelного вузла верстата. Тому закон розподілу випадкових величин χ , ξ , як правило, відповідає нормальному. Перевірка гіпотези про наявність нормального закону розподілу може бути здійснена за критеріями згоди [138, 77] на основі вибірки випадкових величин положень осі шпindelю.

Випадкові величини χ , ξ мають різний фізичний сенс. Так, початкова форма зігнутої осі обумовлена положенням геометричних осей реальних поверхонь обертання шпинделя, яка визначається без прикладеного зовнішнього навантаження. В свою чергу розсіяння положень динамічної форми осі шпинделя пов'язано, насамперед, з випадковими збуреннями на шпindelний вузол верстата. Тому можна покласти, що зазначені випадкові величини статистично незалежні. Справедливість припущення про статистичну незалежність двох випадкових величин можна оцінити за коефіцієнтом кореляції у вигляді [67]:

$$k_{\chi\xi} = \frac{1}{\sigma_{\chi}\sigma_{\xi}} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} (\chi\xi - m_{\chi}\xi - m_{\xi}\chi + m_{\chi}m_{\xi}) f(\chi, \xi) d\chi d\xi,$$

де m_{χ} , m_{ξ} , σ_{χ} , σ_{ξ} – математичні сподівання (m) та середньоквадратичні відхилення (σ) випадкових величин χ , ξ ; $f(\chi, \xi)$ – двовимірна щільність ймовірностей випадкових величин χ , ξ .

Якщо випадкові нормально розподілені величини χ і ξ статистично незалежні, то $k_{\chi\xi}=0$.

Зроблені припущення дозволяють отримати значення поля розсіяння положень осі в i -му поперечному перерізі шпинделя у вигляді

$$S_{\max i} = 9\pi \left[(\sigma_{x_c i}^2 + \sigma_{x_i}^2) (\sigma_{y_c i}^2 + \sigma_{y_i}^2) \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Дисперсії $\sigma_{x_c i}^2$, $\sigma_{y_c i}^2$ на ділянках шпинделя, які містять в i -ті поперечні перерізи, розраховуються за рекомендаціями підрозділу 1.2. В загальному випадку значення дисперсій $\sigma_{x_i}^2$, $\sigma_{y_i}^2$ обчислюються за формулами (1.3б). Для практичних розрахунків частотні функції $S_x(\omega_x)$, $S_y(\omega_y)$, $W_x(j\omega_x)$, $W_y(j\omega_y)$, що входять до матричного рівняння (1.34), доцільно обмежити суттєвими діапазонами частот ($0 \dots \omega_{xc}$), ($0 \dots \omega_{yc}$), для яких виконуються умови:

$$\frac{|W_x(0)|}{|W_x(j\omega_{xc})|} \leq 10, \quad \frac{|W_y(0)|}{|W_y(j\omega_{yc})|} \leq 10,$$

де ω_{xc} , ω_{yc} – верхні межі суттєвих діапазонів частот за координатами x , y відповідно.

Тоді дисперсії σ_{xi}^2 , σ_{yi}^2 знайдуться так:

$$\sigma_{xi}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\omega_{xc}} S_{xi}(\omega_x) d\omega_x, \quad \sigma_{yi}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\omega_{yc}} S_{yi}(\omega_y) d\omega_y.$$

Спектральні щільності S_{xi} , S_{yi} в i -му перерізі по координаті z шпинделя обчислюються згідно (1.34) при відомих спектральних щільностях входу. Компоненти матриці передавальних функцій $|W|^2$ в i -му перерізі шпинделя за силовим фактором, що діє в перерізі k , знаходяться за формулою (1.44). Таким чином, отримана дискретно задана функція S_{maxi} за осьюовою координатою z , яка є статистичною характеристикою положення осі шпинделя. Для підвищення точності визначення функції S_{maxi} доцільно збільшувати кількість поперечних (i -тих) перерізів в розрахунковій схемі шпindelного вузла.

Іншою статистичною характеристикою положення осі шпинделя є густина ймовірності розподілу, що для спільного розподілу двох центрованих статистично незалежних випадкових величин χ і ξ по довжині шпинделя приймає значення

$$f(\chi, \xi)_i = (2\pi)^{-1} \left[(\sigma_{xc,i}^2 + \sigma_{xi}^2) (\sigma_{yc,i}^2 + \sigma_{yi}^2) \right]^{-\frac{1}{2}} \exp \left(-\frac{1}{2} \left[\frac{\chi^2}{\sigma_{xc,i}^2 + \sigma_{xi}^2} + \frac{\xi^2}{\sigma_{yc,i}^2 + \sigma_{yi}^2} \right] \right).$$

Закон розподілу характеризується еліпсами рівної ймовірності, рівняння яких для i -го перерізу шпинделя визначаються залежностями:

$$\frac{x^2}{\sigma_{xc,i}^2 + \sigma_{xi}^2} + \frac{y^2}{\sigma_{yc,i}^2 + \sigma_{yi}^2} = 9k_e^2 = \text{const},$$

де коефіцієнт k_e приймає значення $0 < k_e \leq 1$.

Еліпси рівної ймовірності відображають розсіювання положення осі шпинделя відносно його математичного сподівання.

РОЗДІЛ 2

Дослідження точності шпindelних вузлів верстатів

2.1 Методика та результати чисельного моделювання траєкторій руху шпindelа

Траєкторії руху осі шпindelа на ГСО являють собою геометричне місце точок, що визначають його положення в динаміці під дією системи зовнішніх збурюючих сил і реакцій мастильного шару в конкретний момент часу. Враховуючи не лінійність та суттєво випадковий характер складових, що входять до правих частин рівнянь системи (1.6), для моделювання траєкторій руху осі шпindelа застосуємо метод статистичного моделювання (метод Монте-Карло) [109, 113, 129, 178, 179]. Основна ідея методу полягає в багатократному розрахунку вихідних характеристик точності по математичній моделі вузла [113]. При цьому для випадкових складових моделі визначаються їх числові значення з певних визначених інтервалів у відповідності з їх законами розподілу. Підставляючи в математичну модель випадковим чином вибрані фіксовані значення випадкових складових в певний момент часу, отримаємо дискретне значення вихідного параметру математичної моделі, яке є однією з реалізацій випадкового процесу. Багатократно повторюючи обчислення вихідного параметру математичної моделі, отримаємо відповідну кількість реалізацій випадкового процесу, що дозволяє оцінити його основні статистичні характеристики [113]. Представивши сукупність реалізацій випадкового процесу у вигляді функції часу, отримаємо детерміновану залежність, що описує при конкретних прийнятих умовах досліджуваний процес, в нашому випадку – траєкторію руху шпindelа.

Структурна схема алгоритму чисельного моделювання траєкторій руху шпindelа із застосуванням методу Монте-Карло наведена на рис. 2.1.

Блок 1. Задання постійних геометричних та експлуатаційних параметрів ГСО, необхідних для розрахунку координат осі шпindelа: початкові координати $x(\tau_0)$, $y(\tau_0)$, номінальна кутова швидкість $\omega_{ш}$, приведена маса m шпindelа, допуск круглості $T_{кр}^{ш}$ опорної поверхні шпindelа, діаметр опорної поверхні D , довжина в аксіальному напрямку $l_{ка}$ та кут φ_k кармана в гідростатичній втулці, опір дроселя $R_{др}$, радіальний

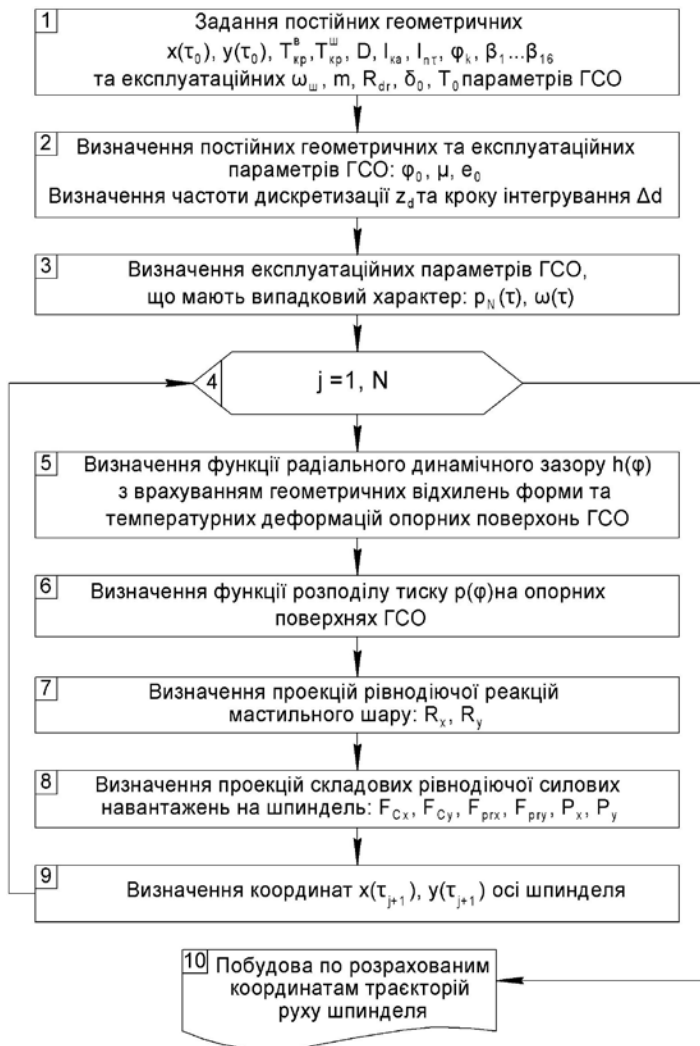


Рисунок 2.1 – Структурна схема алгоритму чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя на ГСО

статичний зазор δ_0 , ширина аксіальної перемички $l_{пт}$ між карманами гiдростатичної втулки, кути $\beta_1 \dots \beta_{16}$, що визначають розташування карманів та перемичок гiдростатичної втулки, допуск круглості $T_{кр}^в$

гідростатичної втулки, температура мастила T_0 . Початкові координати $x(\tau_0)$, $y(\tau_0)$ осі шпинделя визначаються шляхом подвійного інтегрування рівнянь системи (1.6) з врахуванням в правій частині тільки сили ваги та проекцій складових сили різання.

Блок 2. Визначення постійних геометричних та експлуатаційних параметрів ГСО, що залежать від параметрів, наведених в блоці 1. В загальному випадку визначаються: кут ексцентричного положення шийки шпинделя $\varphi_0 = \arctg\left(\frac{y(\tau_0)}{x(\tau_0)}\right)$, динамічна в'язкість мастила μ

залежно від його температури T_0 [124], абсолютний початковий ексцентриситет шпинделя $e_0 = \sqrt{x^2(\tau_0) + y^2(\tau_0)}$. Також в цьому блоці задається частота дискретизації при побудові траєкторії (кількість точок z_d траєкторії за один оберт шпинделя) та величина кроку інтегрування по часу (інтервал дискретизації): $\Delta_d = \frac{2\pi}{\omega_{ш} \cdot z_d}$.

Блок 3. Визначення експлуатаційних параметрів підшипника, що мають випадковий характер: тиск $p_N(\tau)$, що розвивається насосом для живлення мастилом ГСО та кутова швидкість $\omega(\tau)$ обертання шпинделя. Тиск насоса p_N чинить основний вплив на величину тиску в карманах ГСО шпинделя. Відповідно коливання тиску насоса p_N , зумовлені нерівномірністю подачі насосом рідини внаслідок флуктуацій частоти обертання приводу, стисканням рідини в робочих камерах при переході з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання, наявністю в рідині повітря та іншими факторами [14] викликають коливання тиску в карманах ГСО, що безпосередньо відбивається на точності обробки [166]. За результатами експериментальних досліджень в монографії [144] встановлено, що процес коливань тиску в карманах ГСО є стаціонарним та ергодичним випадковим процесом. Вважаючи, в першому наближенні, що процес коливань тиску в карманах ГСО підкоряється закону, наближеному до нормального, робимо припущення про можливість використовувати математичне сподівання \overline{m}_{p_N} та дисперсію $\sigma_{p_N}^2$ в якості статистичних характеристик випадкового процесу коливань тиску. Амплітуда коливань тиску насоса за даними робіт [14, 166] становить 3-5% від його номінального значення. Здійснений в роботі [32] аналіз пульсацій

тиску пластинчастого насоса свідчить, що функцію, яка описує пульсації тиску робочої рідини з достатньою для практичних результатів точністю, можна розглядати як моногармонічну з випадковими амплітудою та початковою фазою. Тоді абсолютне значення тиску насоса в певний момент часу τ визначатиметься за залежністю:

$$p_N(\tau) = p_N + 0,05p_N \cdot A_{pN}(\tau) \cdot \cos(\omega_N \tau + \alpha_{pN}), \quad (2.1)$$

де p_N – номінальне значення тиску насоса; $A_{pN}(\tau)$ – амплітудний коефіцієнт, що приймає випадкові значення з інтервалу $[-1; 1]$ за нормальним законом розподілу; ω_N – кутова швидкість обертання вала насоса; α_{pN} – випадкова фаза гармонічної функції, що має рівномірний розподіл в інтервалі $[0; 2\pi]$.

Масиви випадкових чисел, що визначають випадкові відхилення амплітуди A_{pN} та початкової фази α_{pN} коливань тиску насоса згідно рекомендацій [10] визначені засобами пакету MathCAD за допомогою генераторів випадкових чисел з нормальним і рівномірним законами розподілу відповідно:

$$A_{pN} := \text{rnorm}(300, 0, 0.3334) \quad \alpha_{pN} := \text{runif}(300, 0, 2\pi)$$

Реалізація випадкового процесу коливання тиску насоса при номінальному значенні $p_N = 6,3$ МПа та номінальній кутовій швидкості вала насоса $\omega_N = 100,531$ рад/с, що відповідає частоті обертання $n = 960$ хв⁻¹ здійснена в пакеті MathCAD (рис. 2.2).

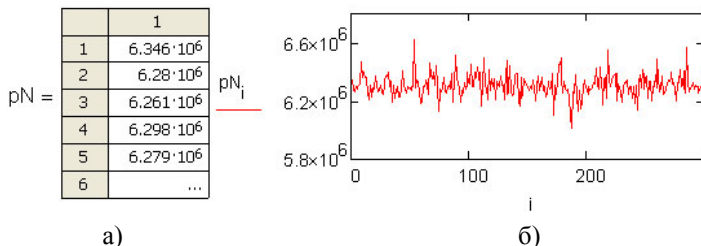


Рисунок 2.2 – Фрагмент документа MathCAD з результатами обчислення випадкових значень а) та часовою реалізацією випадкового процесу коливання тиску насоса б)

Реалізація випадкового процесу коливання кутової швидкості здійснена на основі залежностей (1.9) та (1.13). В якості випадкових

амплітудних значень A_{ω} , прийнято сукупність випадкових чисел з інтервалу $[-1; 1]$ з логарифмічно-нормальним законом розподілу [113], яка визначена за допомогою генератору випадкових чисел пакету MathCAD. Фрагмент документа MathCAD з результатами обчислення випадкових значень та часовою реалізацією випадкового процесу флуктуації кутової швидкості обертання шпинделя наведено на рис. 2.3.

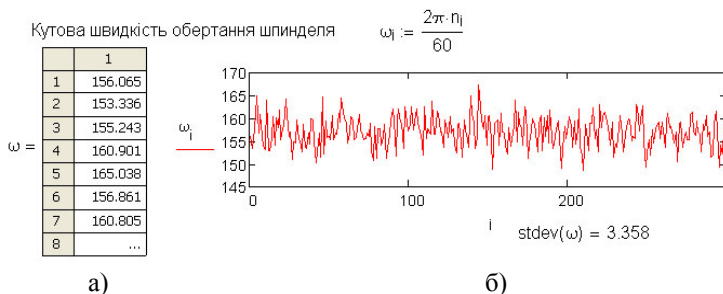


Рисунок 2.3 – Фрагмент документа MathCAD з результатами обчислення випадкових значень а) та часовою реалізацією випадкового процесу флуктуації кутової швидкості обертання шпинделя б)

Блок 4. призначений для організації циклу по визначенню координат осі шпинделя. Кожний крок циклу дозволяє визначити нові координати осі шпинделя, які в подальшому служитимуть для побудови його траєкторії руху. Кількість кроків N визначається: $N = z_d \cdot n_0$, де n_0 – кількість обертів шпинделя при побудові траєкторії.

В блоці 5. за методикою, яка наведена в 5 розділі здійснюється визначення функції радіального динамічного зазору $h(\varphi)$ з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСП.

В блоці 6. визначається функція розподілу тиску $p(\varphi)$ на опорних поверхнях ГСО шляхом подвійного інтегрування рівняння Рейнольдса (див. підрозділ 5.4)

Блок 7. Шляхом інтегрування функції розподілу тиску $p(\varphi)$ на опорних поверхнях ГСО визначаються за формулами (1.25) проєкції рівнодіючої реакції мастильного шару F_{Rx} , F_{Ry} .

Блок 8. Розраховуються значення проєкцій F_x , F_y рівнодіючої силових навантажень на шпиндель. При цьому шпиндель представлений у вигляді одномасової моделі, а діючі на шпиндель силові навантаження приведені до точки дії зусилля різання:

$$F_x = \chi_c F_{C_x} + \chi_R F_{p_{rx}} + \chi_P P_x, \quad (2.2)$$

$$F_y = \chi_c F_{C_y} + \chi_R F_{p_{ry}} + \chi_P P_y + \chi_G mg. \quad (2.3)$$

Складові F_{C_x} , F_{C_y} , $F_{p_{rx}}$, $F_{p_{ry}}$, P_x , P_y рівнодіючої силових навантажень визначаються за формулами (1.10), (1.11), (1.14), (1.15), (1.22), (1.23). Враховуючи випадковий характер цих складових, визначення їх абсолютних значень в певний момент часу здійснювалось за допомогою спеціальних програм написаних в пакеті MathCAD.

Блок 9. Шляхом подвійного інтегрування на інтервалі Δd рівнянь системи (1.6) визначаються координати осі шпинделя $x(\tau_j)$, $y(\tau_j)$ в даний момент часу. Отримані значення координат використовуються для визначення кута ексцентричного положення ϕ_0 та абсолютного ексцентриситету e_0 шийки шпинделя, необхідні для визначення положення шпинделя $x(\tau_{j+1})$, $y(\tau_{j+1})$ в наступний момент часу. Таким чином цикл обчислень продовжується допоки кількість координат осі шпинделя не досягне встановленого значення N .

Блок 10. Після закінчення циклу обчислень координат виводяться результати у вигляді траєкторій руху шпинделя.

Одним із суттєвих факторів, що впливає на точність обертання шпинделя є його неврівноваженість, обумовлена технологічними та експлуатаційними чинниками. Зокрема, внаслідок неоднорідності матеріалу, технологічних похибок виготовлення шпинделя та деталей (шків, шестерні, підшипники тощо), які на ньому встановлюються, виникатиме зміщення осі інерції відносно геометричної (ідеальної) осі шпинделя, наслідком чого є наявність дисбалансу. Експлуатаційними причинами виникнення дисбалансу шпинделя є неврівноваженість технологічного оснащення, інструменту або заготовки, які закріплюються на (в) шпинделі. Найбільш несприятливим є дисбаланс, зумовлений неврівноваженістю оброблюваної заготовки, оскільки його величина в межах партії заготовок є суттєво випадковою і практично не прогнозованою, особливо при чорновій обробці заготовок, отриманих способами з низькою точністю. Таким чином, можна зробити висновок, що дисбаланс шпинделя завжди існує і безпосередньо впливає на точність його обертання.

Переміщення шпинделя в площині, ортогональній його осі можна описати в декартовій системі сукупністю координат послідовних

положень шпинделя $x(\tau_j)$, $y(\tau_j)$ або радіус-вектором $R(\varphi_j) = \sqrt{x^2(\tau_j) + y^2(\tau_j)}$ в полярній системі координат [107,110, 125, 144]. Описання переміщення шпинделя за допомогою радіус-вектора є зручним з точки зору подальшого аналізу методами спектрального аналізу на основі інтегрального перетворення Фур'є.

Технологічна оброблююча система верстата є складною технічною системою, функціонування якої залежить від великої кількості систематичних і випадкових факторів. Тому закон розподілу вихідних параметрів такої системи, зокрема параметрів точності, як правило, наближений до гаусівського нормального закону [139, 144]. Попередніми дослідженнями встановлено, що процес коливань шпинделя на ГСО є стаціонарним та ергодичним випадковим процесом. В такому випадку оцінку параметрів траєкторії шпинделя доцільно здійснювати за статистичними характеристиками у вигляді центральних моментів 1-4 порядків: математичне сподівання m_R , середньоквадратичне відхилення (СКВ) σ_R , асиметрія A_R та ексцес E_R розсіювання величини радіус-вектора. Траєкторії шпинделя при варіюванні величиною статичного дисбалансу ($D_{ст1}=1300 \cdot 10^{-6}$ кг·м, $D_{ст2}=4360 \cdot 10^{-6}$ кг·м, $D_{ст3}=7400 \cdot 10^{-6}$ кг·м) отримані за результатами чисельного моделювання наведені на рис. 2.4.

При моделюванні траєкторій прийнято наступні параметри: ГСО чотириохкарманна, радіальний статичний зазор $\delta_0=30$ мкм, діаметр опорної поверхні ГСО $D=80$ мм, тиск в карманах ГСО $p_k=3$ МПа, номінальна частота обертання шпинделя $n=1500$ хв⁻¹, глибина різання $t_r=0,6$ мм, подача $S_0=0,115$ мм/об, діаметр заготовки $D_{зар}=72$ мм, коефіцієнт динамічної в'язкості рідини $\mu=10$ мм²/с, температура $T=25^0$ С. Похибки форми опорних поверхонь ГСО при визначенні функції зазору $h(\varphi)$ враховано наступним чином: допуски круглості втулки $T_{кр}^{BT}=4$ мкм, шпинделя $T_{кр}^M=2$ мкм, температурні деформації опорних поверхонь втулки $m(\Delta r_T^{BT})=0,2$ мкм, шпинделя $m(\Delta r_T^M)=0,1$ мкм. Амплітуди суттєвих гармонік рядів, які характеризують відхилення опорної поверхні шпинделя $A_{2-4}^M=(1; 0,25; 0,15)$, втулки $A_{1-8}^B=(5; 2,5; 1,0; 1,6; 0,6; 0,5; 0,4; 0,8)$ прийнято за рекомендаціями робіт [144, 156].

Як видно з рис. 2.4, траєкторії мають стохастичний характер, особливо при мінімальному статичному дисбалансі (див. рис. 2.4, а).

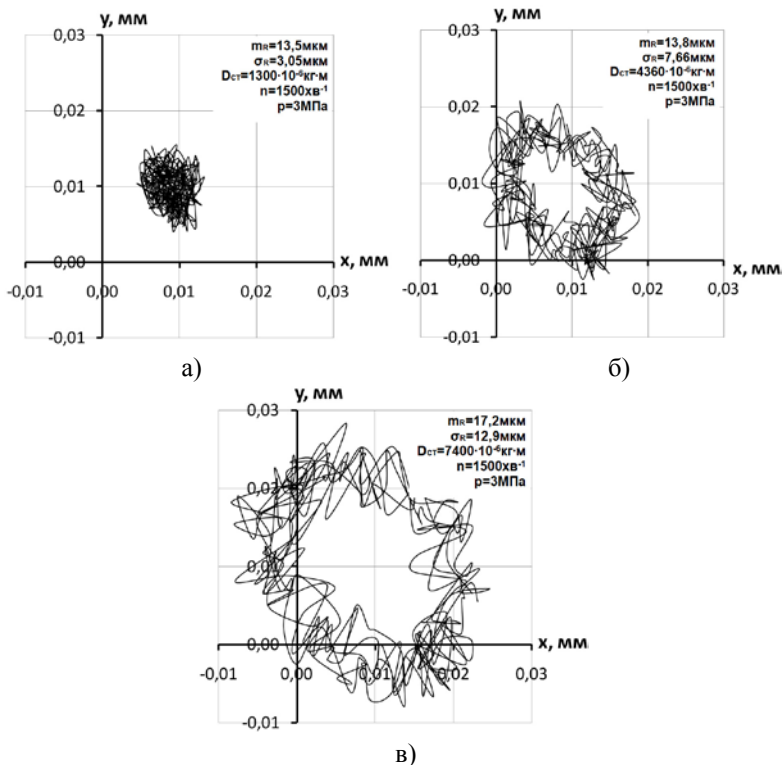


Рисунок 2.4 – Траєкторії шпинделя на ГСО при варіюванні величиною статичного дисбалансу (5 обертів)

Оцінка параметрів траєкторій за статистичними характеристиками величини радіус-вектора дозволила встановити, що в найбільшій мірі статичний дисбаланс впливає на СКВ радіус-вектора траєкторій. Так зі збільшенням $D_{ст}$ з $1300 \cdot 10^{-6}$ кг·м до $7400 \cdot 10^{-6}$ кг·м, тобто в 5,7 рази, значення СКВ радіус-вектора σ_R зростає в 4,2 рази. В той же час математичне сподівання величини радіус-вектора m_R зростає в 1,25–1,3 рази. З огляду на те, що параметри траєкторії шпинделя корелюються з формою та розмірами поперечного перерізу оброблюваної заготовки [107, 110, 125] це свідчить, що коливання величини статичного дисбалансу суттєво впливає на точність витриманого при обробці розміру.

При оцінці впливу тиску в карманах ГСО на точність шпиндельного вузла, здійснювали чисельне моделювання траєкторій руху шпинделя для умов обробки аналогічних варіюванню статичним дисбалансом. Моделювання траєкторій шпинделя здійснено при $D_{ст}=4360 \cdot 10^{-6}$ кг·м, для величин тиску $p_{k1}=1-5$ МПа, з інтервалом 1 МПа. На рисунку 2.5 приведено типові траєкторії шпинделя при величинах тиску в карманах ГСО $p_{k1}=1$ МПа, $p_{k2}=2$ МПа, $p_{k3}=3$ МПа побудовані при умовах ідеалізованої форми та з похибками форми опорних поверхонь підшипника.

На рис. 2.6. наведено залежності математичного сподівання m_R та СКВ σ_R величини радіус вектора траєкторій при варіюванні тиском для ГСО з ідеалізованою формою та з відхиленнями форми опорних поверхонь.

Аналіз наведених на рис. 2.6 залежностей свідчить, що збільшення величини тиску в карманах ГСО з 1 МПа до 3 МПа сприяє зменшенню математичного сподівання m_R радіус-вектора траєкторій шпинделя з ідеалізованою формою опорних поверхонь – на 30%, з похибками форми опорних поверхонь – на 20%. Подальше зростання тиску в карманах ГСО до 5 МПа практично не впливає на величину m_R шпинделя з похибками форми опорних поверхонь, в той час, як для шпинделя з ідеалізованою формою опорних поверхонь ГСО величина m_R зростає на 14%. Зростання величини m_R при малих значеннях тиску в карманах ГСО обумовлено недостатньою жорсткістю, а при збільшенні тиску – зниженням дисипативних властивостей мастильного шару [112] а саме складової реакції у підшипнику, яка пропорційна швидкості зближення опорних поверхонь ГСО у радіальному напрямку.

Загалом, в діапазоні варіювання тиску в карманах ГСО $p_k=1-5$ МПа математичне сподівання величини радіус-вектора траєкторій шпинделя з ідеалізованою формою опорних поверхонь в 1,2–1,4 рази менше порівняно зі шпинделем на ГСО, що мають похибки опорних поверхонь. Це пояснюється тим, що відхилення форми опорних поверхонь в основному сприяють збільшенню величини радіального зазору в ГСО, що зменшує її несучу здатність.

На величину СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя відхилення форми опорних поверхонь ГСО практично не впливають (див. рис. 2.6, б). А залежність σ_R від тиску в карманах ГСО має екстремальний характер аналогічний залежності m_R траєкторій шпинделя з ідеалізованою формою опорних поверхонь ГСО.

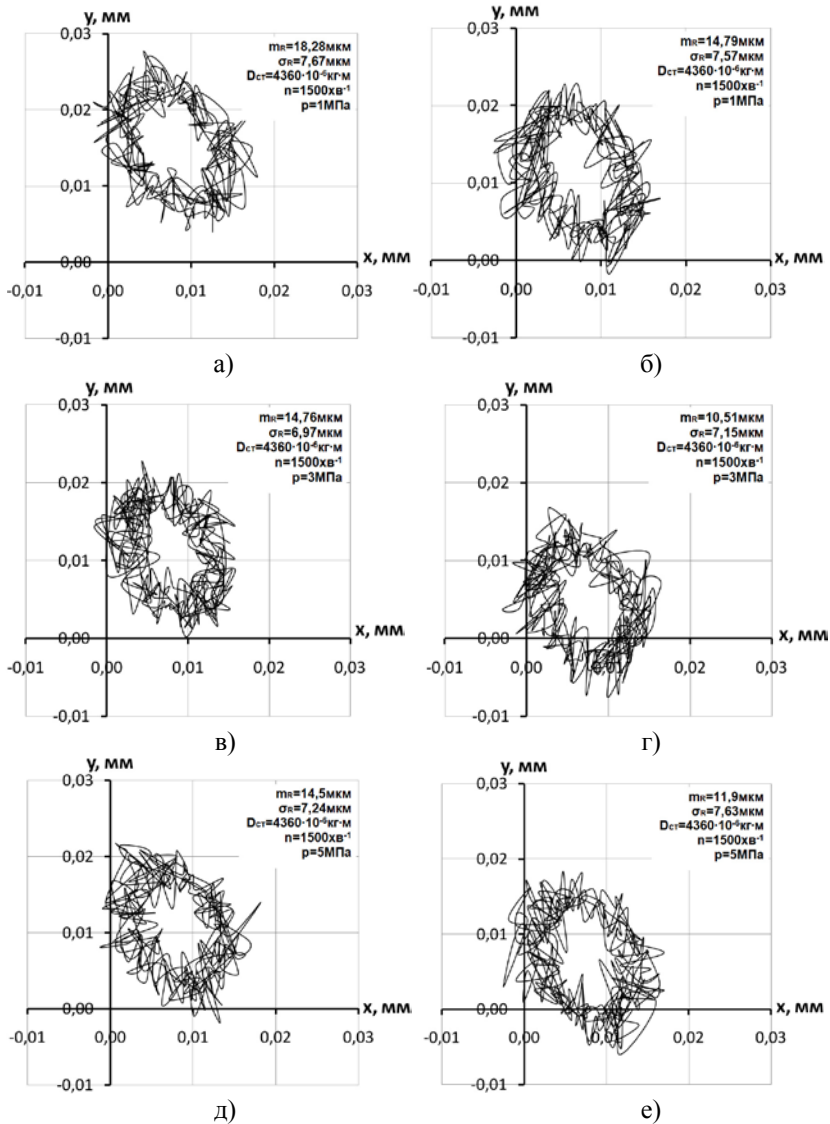


Рисунок 2.5 – Типові траєкторії шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО при ідеалізованій формі б), г), е) та з похибками форми а), в), д) опорних поверхонь ГСО

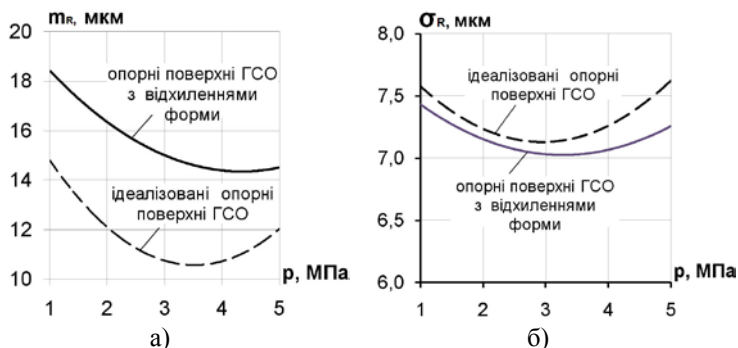


Рисунок 2.6 – Математичне сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора траєкторій при варіюванні тиском в карманах ГСО

Засобами пакету MathCAD здійснено математичне описання траєкторій шпинделя за допомогою ряду Фур'є та їх спектральний аналіз (рис. 2.7).

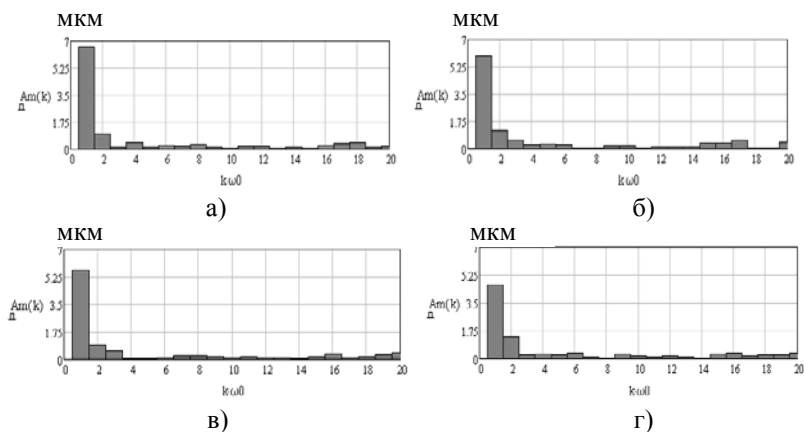
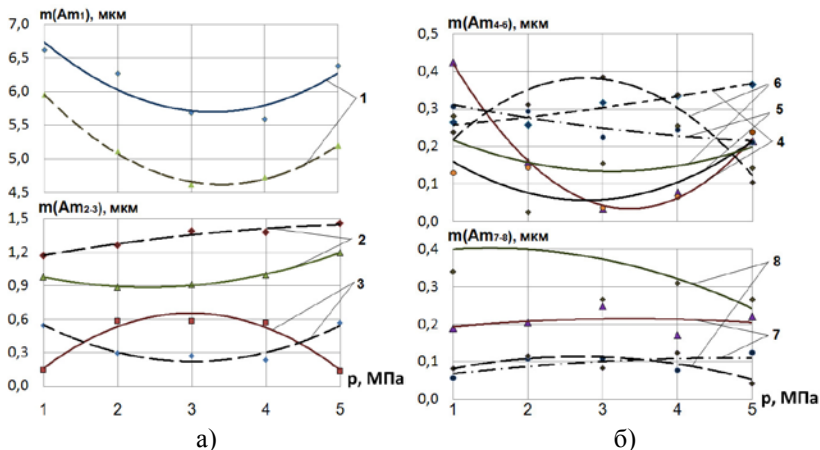


Рисунок 2.7 – Спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при варіюванні тиском в карманах ГСО: а, в – з відхиленням форми опорних поверхонь ГСО при тисках 1 МПа, 3 МПа відповідно; б, г – ідеалізована форма опорних поверхонь ГСО при тисках 1 МПа, 3 МПа відповідно

Наведені на рис. 2.8 залежності математичних сподівань амплітуд суттєвих гармонік спектрів траєкторій шпинделя при варіюванні

тиском в карманах ГСО також відображають екстремальний характер залежності статистичних характеристик траєкторій шпинделя від тиску в карманах ГСО.



----- ідеалізована форма опорних поверхонь ГСО

———— з відхиленнями форми опорних поверхонь ГСО

Рисунок 2.8 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів траєкторій руху шпинделя при варіюванні тиском в карманах ГСО (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Дослідження впливу частоти обертання шпинделя на точність ШВ здійснювали шляхом чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя при значеннях конструктивних та експлуатаційних параметрів ШВ, аналогічних прийнятим в дослідженні траєкторій при варіюванні тиском в карманах ГСО. Значення частоти обертання шпинделя прийняті в чисельному експерименті: $n_1=600 \text{ хв}^{-1}$, $n_2=1500 \text{ хв}^{-1}$, $n_3=2400 \text{ хв}^{-1}$. Тиск мастила в карманах ГСО прийнято постійним $p_k=3 \text{ МПа}$.

Типові траєкторії при варіюванні частотою обертання шпинделя побудовані при умовах ідеалізованої форми та з відхиленнями форми опорних поверхонь ГСО шпинделя приведено на рис. 2.9.

Залежності математичного сподівання m_R та СКВ σ_R величини радіус вектора траєкторій при варіюванні частотою обертання шпинделя на ГСО з ідеалізованою формою та з відхиленнями форми опорних поверхонь наведено на рис. 2.10.

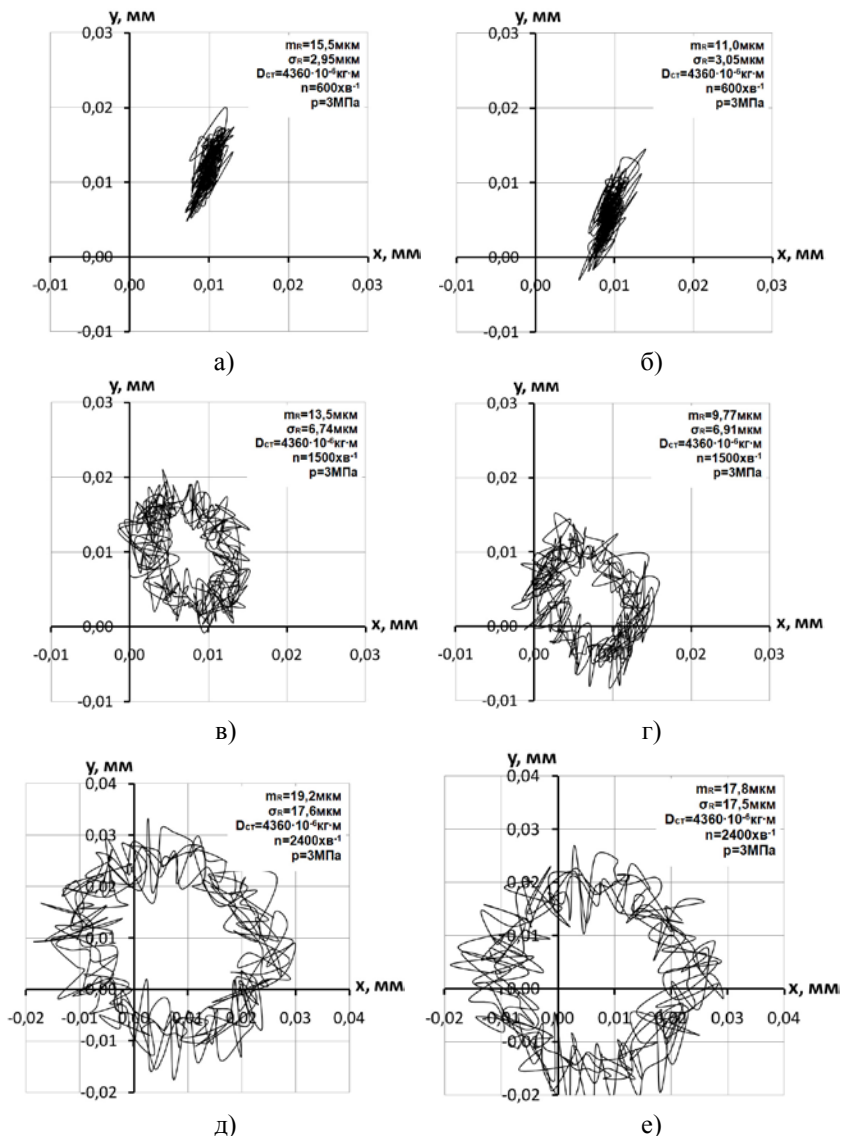


Рисунок 2.9 – Траєкторії шпинделя при варіюванні частотою обертання шпинделя при ідеалізованій формі б), г), е) та з похибками форми а), в), з) опорних поверхонь ГСО (5 обертів шпинделя)

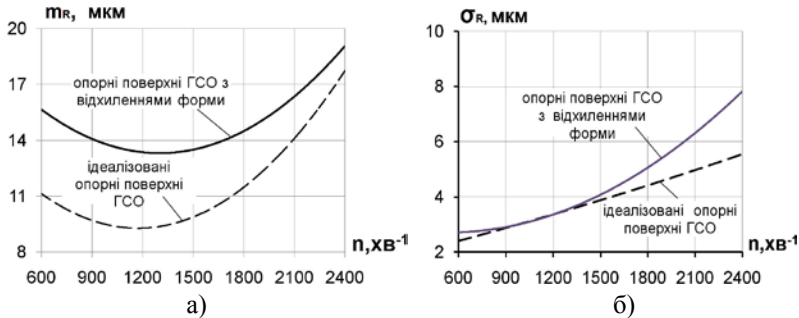


Рисунок 2.10 – Математичне сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора траєкторій при варіюванні частотою обертання шпинделя

При збільшенні частоти обертання шпинделя в діапазоні від 600 хв^{-1} до 1200–1400 хв^{-1} при постійному статичному дисбалансі $D_{ст}=4360 \cdot 10^{-6}$ кг·м, тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа спостерігається зниження на 12% математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторії шпинделя, тобто відбувається зміщення шпинделя в напрямку геометричного центру ГСО. Це пояснюється зниженням величини складових сили різання при збільшенні швидкості різання V .

Зростання m_R в діапазоні $n=1500 - 2400 \text{ хв}^{-1}$, а σ_R в усьому діапазоні варіювання частоти обертання шпинделя пояснюється зростанням, на фоні подальшого зменшення величини складових сили різання, впливу відцентрової сили інерції зумовленої наявністю статичного дисбалансу. Ця сила пропорційна квадрату кутової швидкості ω обертання шпинделя (формули 1.7), що обумовлює відповідне збільшення ексцентриситету обертання шпинделя та віброактивності ШВ.

Для ГСО з ідеалізованою формою опорних поверхонь математичне сподівання величини радіус-вектора m_R в діапазоні $n=1500-2400 \text{ хв}^{-1}$, зростає в 1,85 рази, в той час як при врахуванні похибок форми опорних поверхонь ГСО m_R в цьому ж діапазоні швидкостей зростає в 1,4 рази. Загалом, зі збільшенням частоти обертання шпинделя різниця значень m_R для ГСО з відхиленнями форми та ідеалізованою формою опорних поверхонь зменшується з 40% при $n=600 \text{ хв}^{-1}$ до 8% при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$. Це пояснюється тим, що зі зростанням частоти обертання шпинделя, при наявності дисбалансу, збільшується гiдродинамічна складова реакції мастильного шару, під дією якої вісь шпинделя

зміщується до центра підшипника. В результаті цього радіальний зазор і величина тиску в карманах ГСО стають більш рівномірними, і вплив відхилень форми опорних поверхонь на величину реакцій мастильного шару знижується. Відхилення форми опорних поверхонь ГСО на величину σ_R впливають при частоті обертання понад 1500 хв^{-1} , при цьому зі зростанням частоти обертання вплив похибок форми опорних поверхонь на СКВ радіус-вектора стає суттєвим.

В результаті спектрального аналізу частотного складу траєкторій (рис. 2.11) при варіюванні частотою обертання шпинделя встановлено закономірності зміни величини математичних сподівань амплітуд суттєвих гармонік спектрів траєкторій шпинделя (рис. 2.12) при збільшенні частоти обертання шпинделя.

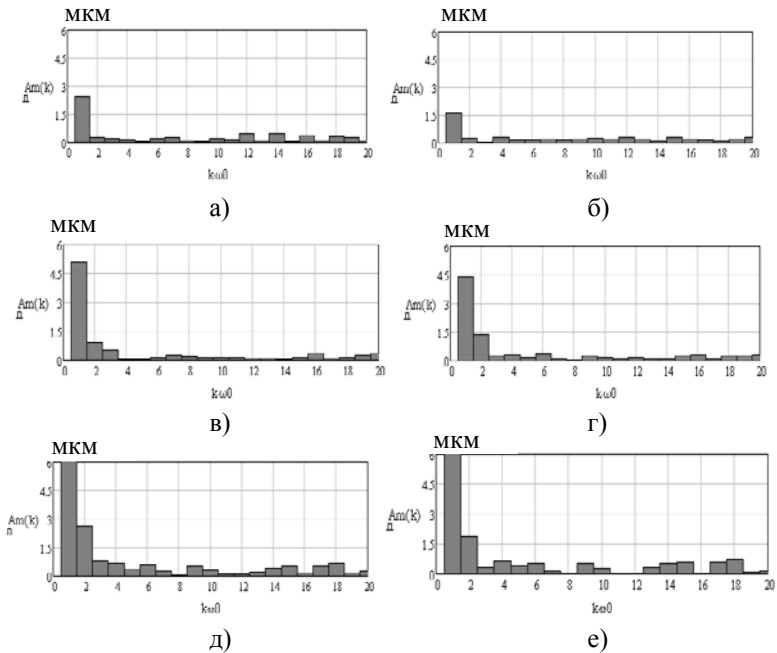
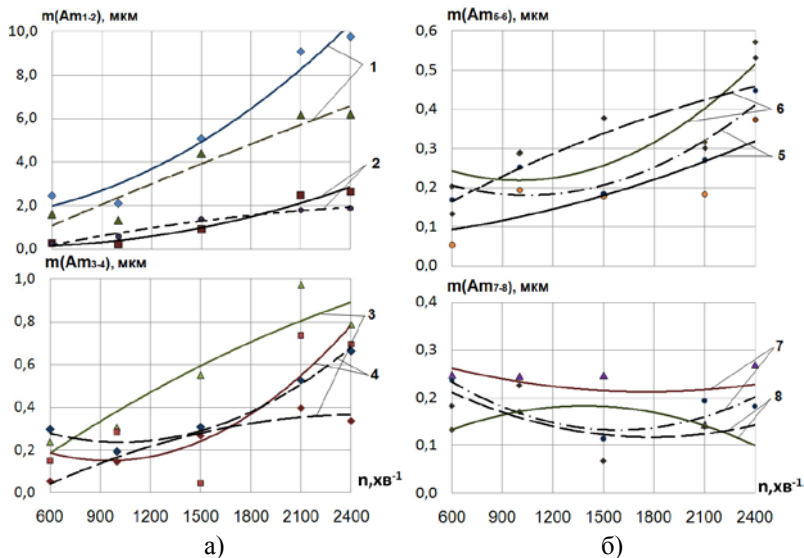


Рисунок 2.11– Типові спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при варіюванні частотою обертання: а, в, д – з відхиленням форми опорних поверхонь ГСО при $n=600 \text{ хв}^{-1}$, 1500 хв^{-1} , 2400 хв^{-1} відповідно; б, г, е – ідеалізована форма опорних поверхонь ГСО при $n=600 \text{ хв}^{-1}$, 1500 хв^{-1} , 2400 хв^{-1} відповідно



----- ідеалізована форма опорних поверхонь ГСО

————— з відхиленнями форми опорних поверхонь ГСО

Рисунок 2.12 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів траєкторій руху шпинделя при варіюванні частотою обертання (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Математичні сподівання амплітуд гармонік з 1-ї по 6-ту при збільшенні частоти обертання шпинделя, при наявності його статичної нерівноваженості, мають тенденцію до зростання, причому найбільше зростають (в 4–5 разів) амплітуди 1-ї, 3-ї, 4-ї гармонік, які відповідно характеризують зміщення осі шпинделя та наявність коливань з частотами, що у 3 та 4 рази перевищують оборотну частоту шпинделя.

Зростання величини амплітуди 1-ї гармоніки впливає на зміщення контуру обробленої поверхні відносно її технологічної бази, а гармоніки №3 та №4 відзначаються на відхиленні від круглості оброблених поверхонь формуючи 3-х та 4-х гранність. Зростання 1-ї гармоніки при підвищенні частоти обертання шпинделя зумовлено дією статичного дисбалансу. Збільшення амплітуди 3-ї та 4-ї гармонік пояснюються похибками форми поперечного перерізу опорних поверхонь шпинделя і гiдростатичної втулки та чотирьохкарманним типом ГСО (рис. 2.13).

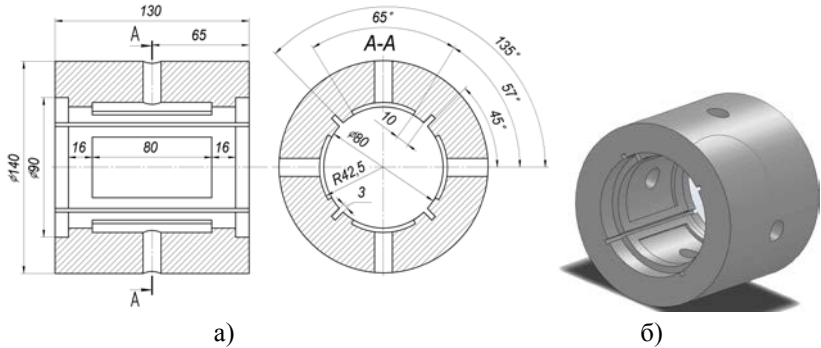


Рисунок 2.13 – Ескіз а) та тривимірний модель б) гідростатичної втулки

Слід відзначити, що амплітуди гармонік спектрів траєкторій шпинделя на ГСО з відхиленнями форми опорних поверхонь на 15-60% більші аналогічних гармонік траєкторій шпинделя з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО, що також підтверджує вплив на точність формоутворюючих рухів шпинделя точності його опорних поверхонь.

2.2. Дослідження положення характеристичного вектора шпинделя

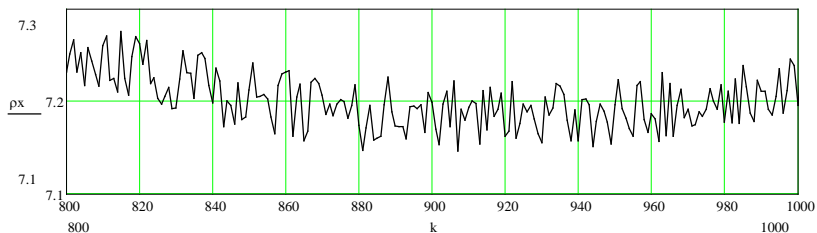
Розглянемо методику дослідження точності шпиндельного вузла на основі спектрального аналізу траєкторій руху характеристичного вектора R шпинделя при регулюванні зазору в шпиндельній ГСО.

Коливання шпинделя в просторі сприймаються безконтактними вимірювачами положення, які формують траєкторії руху характеристичного вектора у вигляді дискретного набору значень $\rho_x(\tau)$, $\rho_y(\tau)$, $\rho_z(\tau)$, $\alpha_R(\tau)$, $\beta_R(\tau)$ на проміжку часу $(0; T)$.

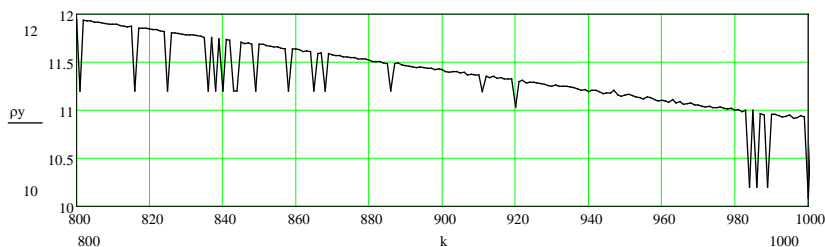
Для токарного верстата можна обмежитися розглядом переміщень шпинделя в площині $ХОУ$, тоді випадковий вектор ρ_R буде визначається проєкціями ρ_x , ρ_y , попарні кореляційні моменти яких утворюють тензор:

$$K_{xy} = \begin{bmatrix} \overline{\rho_x^2} & \overline{\rho_x \rho_y} \\ \overline{\rho_y \rho_x} & \overline{\rho_y^2} \end{bmatrix}. \quad (2.4)$$

На рис. 2.14 приведені фрагменти окремих реалізацій проєкцій ρ_x , ρ_y випадкового вектора ρ_R (у функції часу τ) шпинделя токарного верстата, отримані імітаційним моделюванням в середовищі Simulink з наступною обробкою засобами математичного пакету MathCAD.



а)



б)

Рисунок 2.14 – Фрагменти реалізації проєкцій ρ_x а) ρ_y б) випадкового вектора ρ_R

Різкі викиди випадкових значень окремих реалізацій проєкцій ρ_x , ρ_y вектора ρ_R аналізувалися на належність до однієї генеральної сукупності за допомогою критерію Смирнова [138]. Об'єм вибірки N випадкових величин повинен відповідати вимозі $N \geq N_{\min}$, де N_{\min} – мінімально припустимий об'єм вибірки. Значення N_{\min} визначено із таблиць [138] (для рівня значимості $\alpha=0,05$, похибок визначення математичного сподівання $\Delta_m = 0,01$ і середньоквадратичного відхилення $\Delta_\sigma = 0,01$), яке становить 385.

Модуль випадкового вектора ρ_R обчислювався як $|\rho_R| = \sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2}$. Для аналітичного описання реалізацій проєкцій ρ_x , ρ_y , модуля випадкового вектора ρ_R здійснена інтерполяція дискретних значень зазначених функцій кубічними сплайнами. Для цього використовувалися функції

cpline та *interp* пакету MathCAD. Результати інтерполяції дискретних значень модуля випадкового вектора ρ_R показані на рис. 2.15.

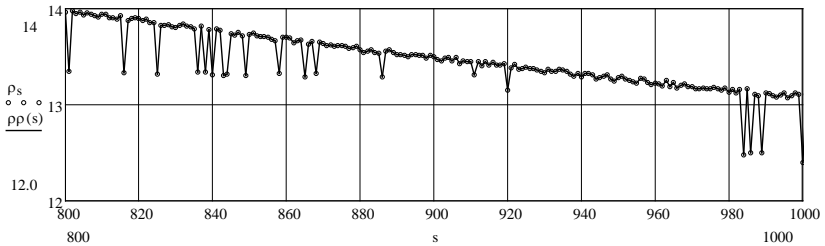


Рисунок 2.15 – Фрагмент реалізації модуля випадкового вектора ρ_R (о – дискретний масив значень; суцільна крива – інтерполяція дискретних значень)

На основі формули (2.4) за допомогою пакету MathCAD визначені компоненти тензора кореляційних моментів K_{xy} для досліджуваних систем регулювання при варіюванні величиною радіального статичного зазору в ГСО, які наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Компоненти тензора K_{xy}

Компоненти тензора	Радіальний зазор δ_0 , мкм				
	20	25	30	35	40
Дросельна система регулювання					
$\overline{\rho_x^2}$	31,8	41,2	69,7	128,8	216,7
$\overline{\rho_y^2}$	125,8	141,2	196,7	292,7	418,2
$\overline{\rho_x \rho_y}$	62,1	75	115,80	192,7	192,7
Система регулювання насос-карман					
$\overline{\rho_x^2}$	0,9	3,7	11,2	28,9	64,7
$\overline{\rho_y^2}$	3,8	13,7	36,8	78,3	140,9
$\overline{\rho_x \rho_y}$	1,9	7	20,2	47,3	47,3
Система регулювання з пропорційними клапанами витрат					
$\overline{\rho_x^2}$	$3,9 \times 10^{-4}$	$1,3 \times 10^{-3}$	$3,2 \times 10^{-3}$	$6,4 \times 10^{-3}$	0,011
$\overline{\rho_y^2}$	$3,7 \times 10^{-3}$	0,011	0,024	0,04	0,058
$\overline{\rho_x \rho_y}$	$2,1 \times 10^{-6}$	$1,5 \times 10^{-5}$	$6,3 \times 10^{-5}$	$1,8 \times 10^{-4}$	$3,9 \times 10^{-4}$

Як видно з табл. 2.1, застосування регульованих пропорційних клапанів витрат рідини в системі живлення опор шпинделя призводить до зменшення математичних сподівань центрованих складових проєкцій $\bar{\rho}_x$, $\bar{\rho}_y$ випадкового вектора переміщень ρ_R шпинделя у всьому діапазоні регулювання зазору δ_0 , що обумовлює підвищення точності обертання шпинделя.

На рис. 2.16 приведені, побудовані за допомогою функції *histogram* математичного пакету MathCAD, щільності ймовірностей $n\rho$ випадкової величини вектора ρ_R при варіюванні значенням зазору δ_0 з дросельною системою регулювання ГСО шліфувального шпинделя торцекруглошліфувального верстата моделі ЗТ161.

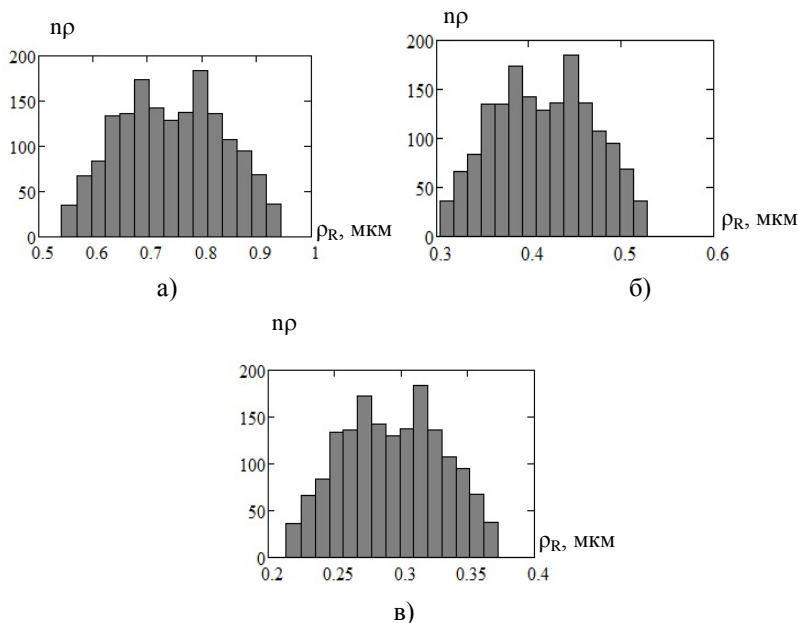


Рисунок 2.16 – Щільності ймовірностей $n\rho$ випадкової величини вектора ρ_R залежно від зазору δ_0 в регульованих ГСО шпинделя: а) $\delta_0 = 40$ мкм; б) $\delta_0 = 30$ мкм; в) $\delta_0 = 20$ мкм

З метою подальшого аналізу гістограм виконувалася перевірка ряду статистичних гіпотез. Спочатку здійснювалася перевірка гіпотези про

нормальний закон щільності ймовірностей випадкового вектора ρ_R на основі критерію χ^2 Пірсона. Значення критерію розраховувалося за формулою [138]:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^{\eta} \frac{(\eta p_i - N \cdot p_{n_i})^2}{N \cdot p_{n_i}}, \quad (2.5)$$

де η – кількість інтервалів розбиття поля розсіяння випадкової величини ρ_R ; p_i – частота потрапляння випадкової величини в i -тий інтервал; p_{n_i} – ймовірність потрапляння випадкової величини в i -тий інтервал за нормальним законом розподілу.

Отримане значення χ^2 порівнювалося з критичним χ_{α}^2 , яке для кількості $N > 30$ випадкових значень розраховується за формулою [138]:

$$\chi_{\alpha}^2 = N \left(1 - \frac{2}{9N} + z_{(1-\alpha)} \sqrt{\frac{2}{9N}} \right), \quad (2.6)$$

де $z_{(1-\alpha)}$ – квантіль нормально розподіленої випадкової величини при ймовірності $(1-\alpha)$.

Значення $z_{(1-\alpha)}$ знаходяться за таблицями довідника [138] залежно від рівня значимості α . В результаті розрахунків встановлено, що для $\alpha=0,05$, $N=1666$, $z_{(1-\alpha)}=3,29$ значення критерію $\chi^2 < \chi_{\alpha}^2$ ($\chi_{\alpha}^2 = 1862,5$) для всіх значень діапазону варіювання δ_0 , тобто гіпотеза про відповідність розподілу випадкової величини ρ_R нормальному закону підтверджується.

Далі здійснювалася перевірка статистичної гіпотези про належність декількох вибірок випадкової величини ρ_R , обумовлених варіюванням зазору δ_0 в регульованих ГСО шпинделя, одній генеральній сукупності. Враховуючи попередньо встановлений нормальний закон розподілу випадкової величини, скористаємося для перевірки зазначеної гіпотези t-критерієм Ст'юдента та F-критерієм Фішера.

На основі t-критерія здійснюється порівняння математичних сподівань m_1 , m_2 двох генеральних сукупностей випадкових величин ρ_{R1} та ρ_{R2} . У випадку нерівності дисперсій $\sigma_1^2 \neq \sigma_2^2$ двох генеральних сукупностей значення статистики t при $N_1 \neq N_2$ знаходиться у вигляді [136]:

$$t = (m_1 - m_2) \left(\frac{\sigma_1^2}{N_1} + \frac{\sigma_2^2}{N_2} \right)^{-\frac{1}{2}}. \quad (2.7)$$

За F критерієм Фішера здійснюється порівняння дисперсій σ_1^2 , σ_2^2 двох генеральних сукупностей з вибірками N_1 , N_2 . Розрахункове значення критерію F визначається так [138]:

$$F = \frac{\sigma_1^2}{\sigma_2^2}, \quad (2.8)$$

причому $\sigma_1^2 > \sigma_2^2$.

Порівняння розрахункових значень статистик t та F відбувається з їх критичними значеннями $t_{кр}$ і $F_{кр}$, що визначаються з довідкових таблиць [138] за рівнем значимості α та числі ступенів волі nt (для t статистики), nf_1 , nf_2 (для F статистики), які обчислюються за залежностями [138]:

$$nt = \left[\frac{c^2}{N_1 - 1} + \frac{(1 - c)^2}{N_2 - 1} \right]^{-1}, \quad nf_1 = N_1 - 1, \quad nf_2 = N_2 - 1,$$

$$\text{де } c = \frac{\sigma_1^2}{N_1} \left(\frac{\sigma_1^2}{N_1} + \frac{\sigma_2^2}{N_2} \right)^{-1}.$$

Перевірка статистичної гіпотези про належність вибірок випадкової величини ρ_R до однієї генеральної сукупності здійснювалася попарно для значень зазору $\delta_0=(40 \text{ мкм}; 30 \text{ мкм})$, $\delta_0=(30 \text{ мкм}; 20 \text{ мкм})$, $\delta_0=(40 \text{ мкм}; 20 \text{ мкм})$ в опорних вузлах шпинделя. Розраховані за формулою (2.7) значення t - критерію становлять відповідно 122,2; 76,7; 185,14, а його критичне значення $t_{кр}=1,645$. Розрахунком за формулою (2.8) отримані значення критерію Фішера F : 3,19; 2,01; 4,89. Величина $F_{кр}$ становить 1,08.

Таким чином, враховуючи що $t > t_{кр}$, $F > F_{кр}$, статистична гіпотеза про належність трьох вибірок випадкової величини ρ_R , отриманих при варіюванні величиною зазору δ_0 в регульованих ГСО, до однієї генеральної сукупності відхиляється. Отже, різниця між зазначеними вибірками суттєва і обумовлена регулюванням величиною зазору в радіальних ГСО шпинделя.

За наведеною методикою оброблювалися результати моделювання випадкових величин ρ_R , α_R , β_R при різних системах регулювання шпindelних підшипників.

За результатами математичного моделювання визначені статистичні характеристики випадкового вектора переміщень ρ_R шліфувального шпинделя в функції регульованого зазору δ_0 , які наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Статистичні характеристики випадкового вектора ρ_R шліфувального шпинделя

Радіальний зазор δ_0 , мкм	Математичне сподівання, мкм	Середнє квадратичне відхилення, мкм
40	0,734	0,094
30	0,411	0,053
20	0,29	0,037

Як видно з приведеної таблиці, регулювання величиною радіального зазору в бік зменшення дозволяє змістити цент траєкторії обертання осі шпинделя до геометричної осі підшипника (початку координат) та зменшити розсіяння положень осі шпинделя відносно її математичного сподівання, що підвищує точність обертання шпинделя шліфувального верстата.

Для отримання статистичних характеристик кутів нахилу α_R , β_R вектора R необхідно попередньо обчислити їх центровані значення $\bar{\alpha}_R$, $\bar{\beta}_R$ для пружної лінії шпинделя в площинах XOZ і YOZ , яка визначається при фіксованій частоті коливань згину ω_3 (рис. 2.17). Для цього в якості прикладу розглянемо шпindelний вузол прецизійного токарного верстата моделі УТ16А, шпindel якого встановлений на двох радіальних чотирьохкарманних гідростатичних підшипниках (див. рис. 1.5).

Значення сили $F_x=2380$ Н розраховано для умов чорнового точіння зовнішньої циліндричної поверхні заготовки при $t=3$ мм, $S_0=0,3$ мм/об, $n=290$ хв⁻¹. Величина $\omega_3=4,8$ Гц відповідає робочій частоті обертання шпинделя n . Амплітуда в точці O_2 прикладання вектора R , що розташована в поперечному перерізі шпинделя N_R (відповідає перерізу №13 на рис. 2.17) визначається розрахунковими навантаженнями F_x , F_y

на шпindelний вузол (див. рис. 1.6, в), якi прикладенi на консольнiй частинi шпинделя.

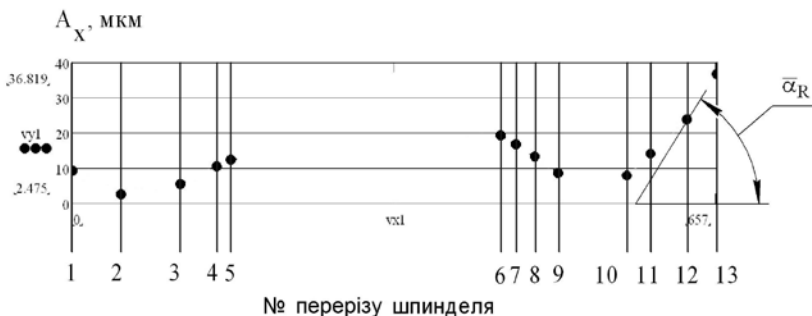


Рисунок 2.17 – Амплітуда коливань шпинделя верстата УТ16А в площині XOZ на частоті $\omega_3=4,8$ Гц при значеннях $\delta_0=40$ мкм та $F_x=2380$ Н

Враховуючи дискретний спiсiб задавання амплітуд коливань по довжині шпинделя (в перерізах), похідні у формулах (1.52) доцiльно замінити на дискретні аналоги вигляду:

$$\frac{dx}{dz} = \frac{\Delta A_x}{\Delta z}, \quad \frac{dy}{dz} = \frac{\Delta A_y}{\Delta z}, \quad (2.9)$$

де $\Delta A_x, \Delta A_y$ – абсолютні величини приросту амплітуд, якi визначаються між перерізами N_R і (N_R-1) шпинделя; Δz – довжина ділянки шпинделя між перерізами N_R і (N_R-1) .

Підставляючи вирази (2.9) до формул (1.52), отримаємо:

$$\bar{\alpha}_R = \arctg \frac{\Delta A_x}{\Delta z}, \quad \bar{\beta}_R = \arctg \frac{\Delta A_y}{\Delta z}. \quad (2.10)$$

Випадкові реалізації кутів нахилу α_R, β_R на проміжку часу $(0, T)$ визначаються відхиленнями нахилу пружної осі відносно центрованих значень α_R, β_R при дії навантаження вигляду відповідно до правої частини системи рівнянь (1.6). На рис. 2.18, а приведені реалізації випадкової величини кута α_R за 1 оберт шпинделя при застосуванні трьох досліджуваних систем регулювання і фіксованому значенні зазору ($\delta_0=40$ мкм) в ГСО.

Як видно з рис. 2.18, система живлення шпindelних ГСО мало впливає на значення кута α_R . Аналогічний вплив чиниться і на кут β_R . Встановлено, що регулювання величиною зазору в ГСО шпindеля призводить до відповідної зміни характеристик кутів α_R , β_R . Це пояснюється залежністю поперечно-кутової жорсткості опор від значення зазору δ_0 .

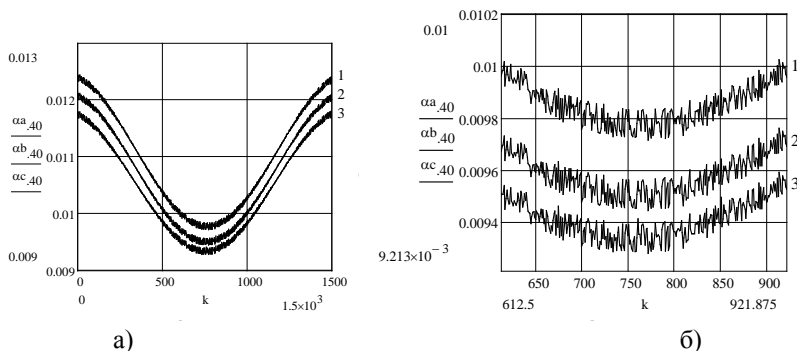


Рисунок 2.18 – Реалізації випадкової величини кута α_R за 1 оберт шпindеля а) та фрагмент б) в збільшеному масштабі: 1 – з використанням дросельної системи регулювання; 2 – з використанням системи регулювання насос-карман; 3 – з використанням в системі живлення регульованих клапанів витрат

Статистичні характеристики випадкових величин α_R , β_R , що встановлені в результаті варіювання величиною δ_0 при застосуванні трьох систем регулювання витратних характеристик ГСО шпindеля токарного верстата, приведені в таблиці 2.3.

Результати, наведені в таблиці 2.3 свідчать, що математичне сподівання кутів нахилу зменшується майже в 1,5 рази, а дисперсія – в 2 рази в процесі регулювання зазору з 40 мкм до 20 мкм. Зазначене явище обумовлює зменшення відхилень від циліндричності та конусності оброблюваних різанням поверхонь заготовок.

Проведені дослідження точності шпindelних вузлів верстатів доповнені спектральним аналізом траєкторій руху характеристичного вектора R в площині XOY .

Засобами пакету MathCAD за залежністю (1.54) розрахований спектр амплітуд перших десяти гармонік ряду (1.53) при варіюванні

величиною зазору δ_0 для трьох досліджуваних систем регулювання витратних характеристик ГСО шпинделя токарного верстата (рис. 2.19 – 2.21).

Таблиця 2.3 – Статистичні характеристики кутів нахилу α_R , β_R характеристичного вектора шпинделя

Радіальний зазор δ_0 , мкм	Математичне сподівання, град.		Дисперсія, град. ²	
	α	β	α	β
Дросельна система регулювання				
20	$7,2 \times 10^{-3}$	0,014	$3,5 \times 10^{-7}$	$2,1 \times 10^{-6}$
30	$8,9 \times 10^{-3}$	0,018	$5,5 \times 10^{-7}$	$3,4 \times 10^{-6}$
40	0,011	0,021	$7,5 \times 10^{-7}$	$4,9 \times 10^{-6}$
Система регулювання насос-карман				
20	$7,3 \times 10^{-3}$	0,015	$3,8 \times 10^{-7}$	$2,3 \times 10^{-6}$
30	$9,1 \times 10^{-3}$	0,018	$5,9 \times 10^{-7}$	$3,5 \times 10^{-6}$
40	0,011	0,022	$8,5 \times 10^{-7}$	5×10^{-6}
Система живлення з регульованими клапанами витрат				
20	$7,4 \times 10^{-3}$	0,015	$3,9 \times 10^{-7}$	$2,3 \times 10^{-6}$
30	$9,3 \times 10^{-3}$	0,019	$6,1 \times 10^{-7}$	$3,6 \times 10^{-6}$
40	0,011	0,022	$8,8 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-6}$

З графіків на рис. 2.19 – 2.21 видно (спектри на рис. 2.19 – 2.21, б, г, е приведені в зменшеному масштабі за віссю ординат), що суттєвими є гармоніки з номерами 1, 2, 3, які відповідно характеризують ексцентриситет, овальність та огранювання траєкторії з числом хвиль, яке дорівнює трьом.

Спектр амплітуд характеризується різким зменшенням їх значень для гармонік з номерами більше трьох, які мають нерегулярні зміни.

Як видно з приведених спектрів, зменшення величини зазору δ_0 в регульованих ГСО приводить до відповідного зменшення амплітуд суттєвих гармонік для всіх досліджуваних систем регулювання.

Найбільш істотний вплив регулювання величиною статичного зазору чинить на амплітуду другої гармоніки. Так, для системи регулювання насос-карман в робочому діапазоні регулювання зазорів в ГСО шпинделя овальність траєкторії характеристичного вектора

змінюється майже на порядок.

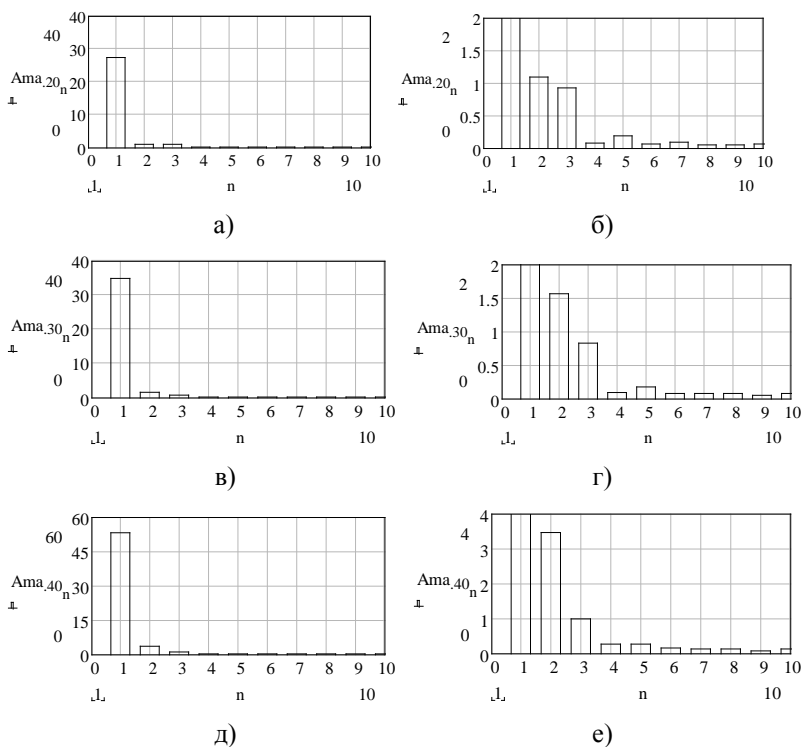


Рисунок 2.19 – Спектри амплітуд гармонік траєкторії вектора R при варіюванні величиною δ_0 в ГСО з дросельною системою регулювання:
 а), б) $\delta_0=20$ мкм; в), г) $\delta_0=30$ мкм; д), е) $\delta_0=40$ мкм

Встановлено, що найбільші амплітудні значення гармонік спектру мають місце для дросельної системи регулювання. Застосування системи регулювання з пропорційними клапанами витрат рідини дозволяє зменшити амплітуди суттєвих гармонік більш ніж на порядок порівняно з дросельною системою. Причому, найбільшого впливу зазнає ексцентричність траєкторії вектора R , що характеризується амплітудою першої гармоніки.

Слід також відзначити, що амплітуди суттєвих гармонік спектру для дросельної системи монотонно знижуються. При використанні для мащення ГСО шпинделя систем з регульованими клапанами витрат та

насос-карман амплітуда третьої гармоніки перевищує в спектрі амплітудне значення другої гармоніки. Причому відмічена особливість виразніше спостерігається при зменшенні величини регульованого значення δ_0 .

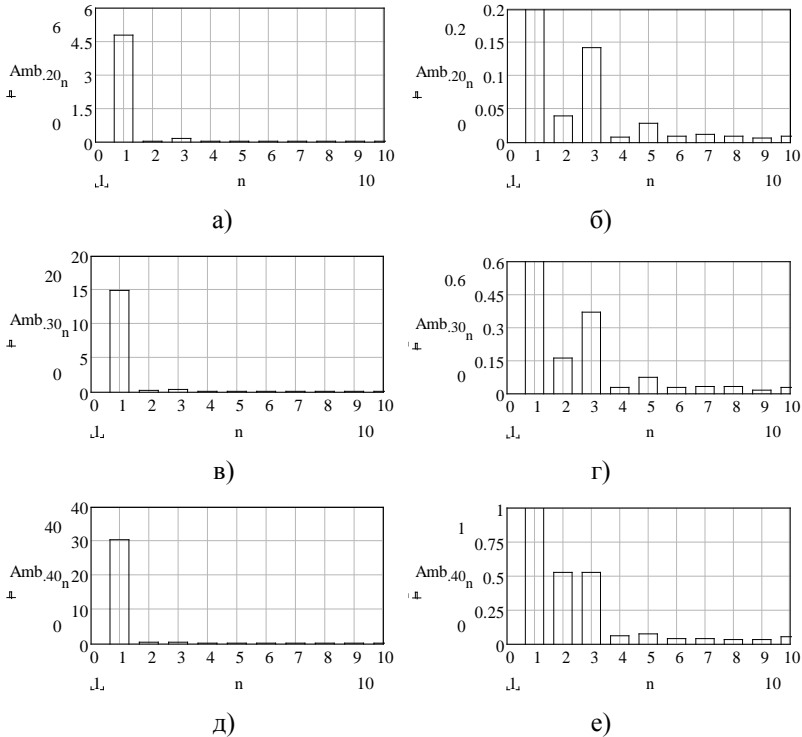


Рисунок 2.20 – Спектри амплітуд гармонік траєкторії вектора R при варіюванні величиною δ_0 в ГСО з системою регулювання насос-карман:
 а), б) $\delta_0=20$ мкм; в), г) $\delta_0=30$ мкм; д), е) $\delta_0=40$ мкм

Таким чином, з проведеного спектрального аналізу видно, що регульована ГСО є фільтром низьких частот, яка добре гасить коливання високих гармонік спектру.

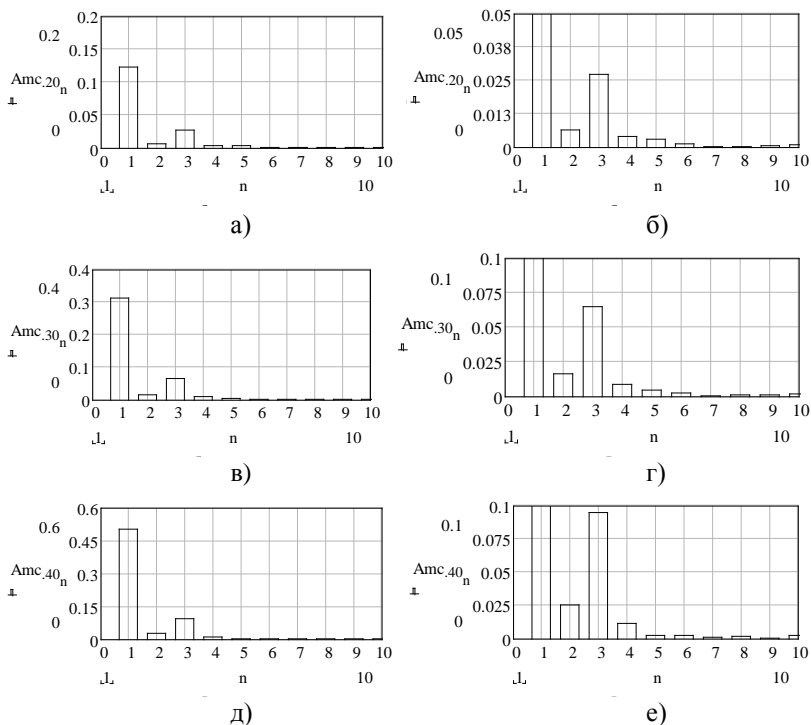


Рисунок 2.21 – Спектри амплітуд гармонік траєкторії вектора R при варіюванні величиною δ_0 в ГСО з системою регулювання з пропорційними клапанами витрат:
 а), б) – $\delta_0=20$ мкм; в), г) – $\delta_0=30$ мкм; д), е) – $\delta_0=40$ мкм

2.3 Експериментальне визначення точності обертання шпindelних вузлів

Для дослідження показників точності шпindelного вузла з регульованими ГСО використовувався комплекс засобів експериментальних досліджень (рис. 2.22), який дозволяє здійснювати вимірювання радіальних зміщень Δx , Δy шпindelя у двох взаємноперпендикулярних напрямках, визначати тиск та температуру мастила в карманах ГСО, частоту обертання шпindelя. Даний комплекс реалізо-

ваний у виглядi експериментального станда на базi прецизiйного токарно-гвинторiзного верстата моделi УТ16А, шпindel якого встановлений на ГСО з регульованими витратними характеристиками (рис. 2.23).

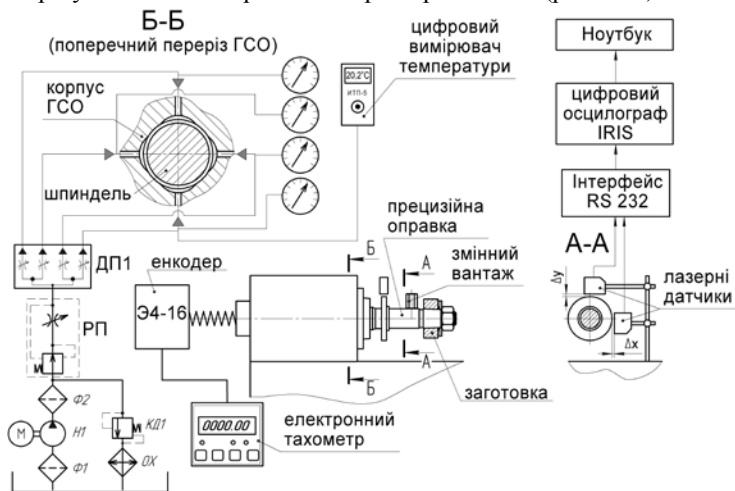


Рисунок 2.22 – Структурна схема комплексу засобiв експериментальних дослiджень точностi шпindelного вузла на регульованих ГСО: ДП1 – дiльнийник потоку, РП – регулятор потоку, Н1 – насос, Ф1, Ф2 – фiльтри, КД1 – клапан, ОХ – охолоджувач мастила

Тиск в карманах ГСО шпindelя встановлювали за допомогою регулятора потоку РП дросельного типу, а контролювали манометрами з точностю 0,1 МПа.

Змiннi вантажi 3 для створення гармонiчного навантаження та заготовки зразкiв-виробiв 4, що оброблювалися при дослiдженнях, закрiплювали на прецизiйнiй оправцi 2, яку встановлювали в конiчному отворi шпindelя 1 верстата (рис. 2.24).

Прецизiйна оправка має контрольний поясок, з яким взаємодiють лазернi датчики, що вимiрюють змiщення у поперечно-вертикальнiй площинi. З метою мiнiмiзацiї систематичної складової похибки обертання шпindelя, обумовленої вiдхиленнями форми контрольного пояса прецизiйної оправки та пiдвищення точностi вiдносного розташування основної бази оправки вiдносно її виконавчих поверхонь (контрольний поясок, посадочна поверхня для встановлення заготовки),

чистову обробку останніх проводили на даному верстаті, а після обробки оправка залишалась незмінно закріпленою в шпинделі протягом виконання всієї серії експериментальних досліджень. Це дало змогу забезпечити радіальне биття контрольного пояса в межах 1,0 мкм.

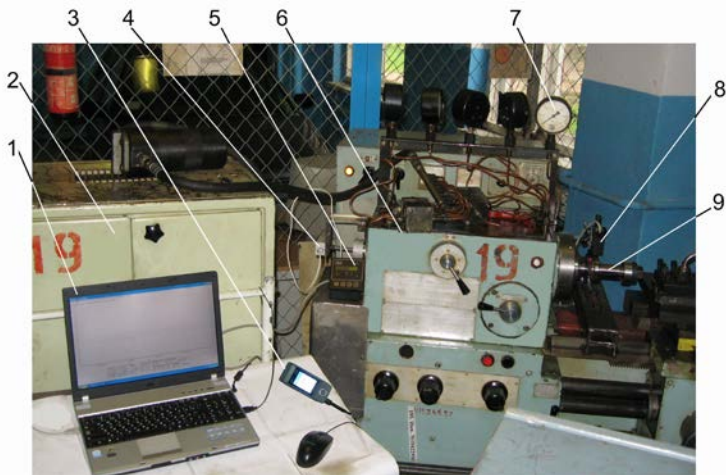


Рисунок 2.23 – Загальний вигляд експериментального станда: 1– ноутбук, 2 – гідростанція, 3 – вимірювач температури, 4 – енкодер, 5 – спеціалізований електронний тахометр, 6 – прецизійний токарно-гвинторізний верстат УТ16А; 7 – манометр, 8 – триангуляційний лазерний датчик; 9 – прецизійна оправка

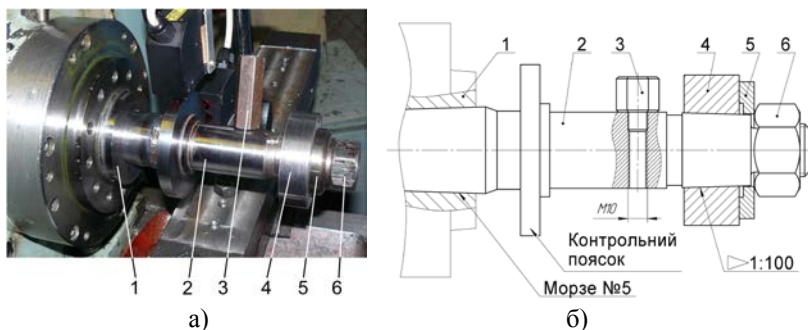


Рисунок 2.24 – До опису конструкції та схеми закріплення прецизійної оправки: 1 – шпиндель; 2 – прецизійна оправка; 3 – змінний вантаж, 4 – зразок-виріб; 5 – шайба; 6 – гайка

Для дослідження впливу статичного дисбалансу технологічної системи на показники точності ШВ з ГСО в різевому отворі прецизійної оправки закріплювали змінні вантажі (рис. 2.25). Залежно від конструктивних характеристик змінного вантажу статичний дисбаланс $D_{СТ}$ визначали:

$$D_{СТ} = m_d \cdot e, \quad (2.11)$$

де m_d – маса вантажу; e – ексцентриситет центру мас (рис. 2.25, б).

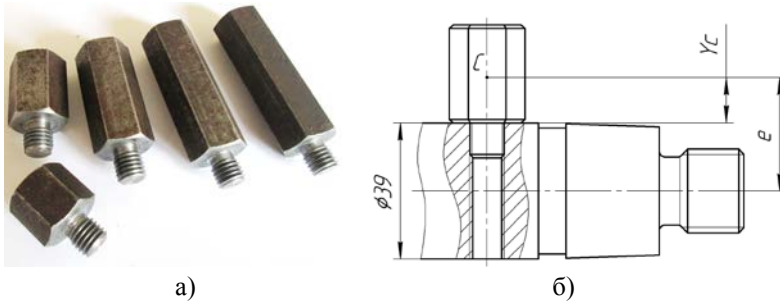


Рисунок 2.25 – Загальний вигляд змінних вантажів а) та схема до розрахунку величини статичного дисбалансу б)

Складовими доданками ексцентриситету e є радіус оправки R ($R=19,5 \cdot 10^{-3}$ м), та координати центру мас вантажу Y_c , яку визначали за допомогою CAD – системи КОМПАС-3D. Конструктивні характеристики змінних вантажів та результати визначення статичного дисбалансу $D_{СТ}$ наведено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 - Конструктивні характеристики змінних вантажів та результати визначення статичного дисбалансу $D_{СТ}$

Номер вантажу	I	II	III	IV	V
Маса, 10^{-3} кг	48	70	109	140	151
Координата Y_c , 10^{-3} м	7,65	12,2	20,5	27,1	29,4
Ексцентриситет e , 10^{-3} м	27,15	31,7	40	46,6	48,9
Дисбаланс, 10^{-6} кг·м	1303	2219	4360	6524	7385

Для вимірювання радіальних зміщень Δx , Δy шпинделя в площині ортогональній до його осі на напрямних станини верстата

закріплювалась плита 4, в якій встановлено стійку 3 з двома безконтактними лазерними датчиками 2, розташованими під кутом 90° , що відповідає декартовій системі координат (рис. 2.26).

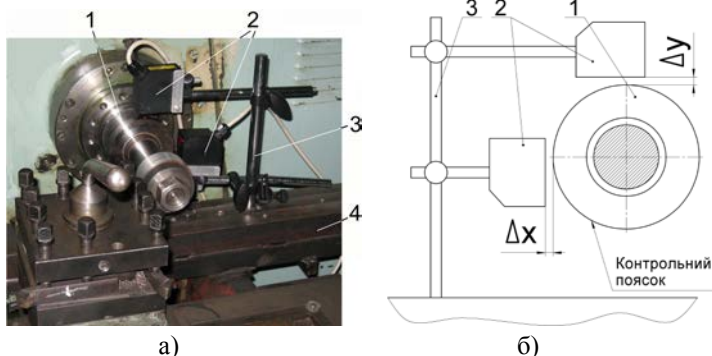


Рисунок 2.26 – До опису схеми закріплення лазерних датчиків:
 1 – прецизійна оправка; 2 – датчики; 3 – стійка; 4 – плита

Точність взаємного розташування датчиків під кутом 90° забезпечувалась суміщенням лазерних променів з рисками на торці контрольного пояса прецизійної оправки. Риски наносились з використанням універсальної ділильної головки з точністю $\pm 0,025^{\circ}$.

З врахуванням робочих процесів, що відбуваються в технологічній системі верстата та необхідних параметрів вимірювання (відстань до об'єкту, діапазон вимірювання, роздільна здатність, частота оновлення даних тощо) для визначення зміщень шпинделя, в площині, перпендикулярній до його осі, використовували безконтактні лазерні триангуляційні датчики типу РФ603.2-10/2-485-U-IN-AL-CG [152] (рис. 2.27, а), які не потребують підсилювальних пристроїв та мають можливість виводу вихідного сигналу як в аналоговій, так і цифровій формі.

В основу роботи датчика покладений принцип оптичної триангуляції [152] (рис. 2.27, б). Випромінювання напівпровідникового лазера 1 фокусується об'єктивом 2 на об'єкті 6. Розсіяне на об'єкті випромінювання об'єктивом 3 збирається на CMOS-лінійці 4. Переміщення об'єкта 6 - 6' викликає відповідне переміщення зображення. Процесор сигналів 5 розраховує відстань до об'єкту по положенню зображення світлової плями на лінійці 4.

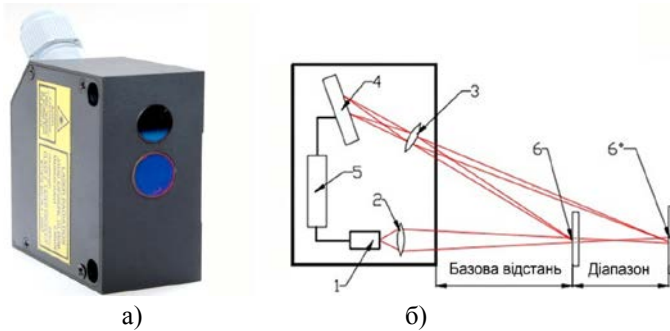


Рисунок 2.27 – Лазерний триангуляційний датчик а) та схема вимірювання відстаней б): 1 – лазер, 2, 3 – об'єктиви, 4 – CMOS-лінійка, 5 – процесор, 6 – контрольований об'єкт

Робочий діапазон триангуляційних лазерних датчиків моделі РФ603.2-10/2-485-U-IN-AL-CG становить 2 мм, лінійність $\pm 0,002$ мм, роздільна здатність 0,2 мкм, максимальна частота дискретизації 9,4 кГц [152].

Реєстрація та відображення сигналів з лазерних датчиків реалізовувалась за допомогою цифрового осцилографа IRIS (рис. 2.28) та ноутбука з програмним забезпеченням для цифрової обробки сигналів.

Цифрові осцилографи IRIS можуть працювати в режимах двоканального осцилографа, спектр-аналізатора, самописця, 16-ти канального логічного аналізатора, 8-ми канального логічного генератора. Максимальна частота дискретизації сигналу, що реєструється осцилографом – 100 кГц [161].



Рисунок 2.28 – Загальний вигляд цифрового осцилографа IRIS

Верстат УТ16А має можливість безступінчастого регулювання частоти обертання шпинделя, числове значення якої фіксувалось за показаннями спеціалізованого електронного тахометра Б-ТМ-НП1210-СК03-ІВ5ВА-І з точністю $\pm 0,05$ хв⁻¹ (рис. 2.29). Даний тахометр 2

визначає частоту обертання шпинделя за частотою електричних імпульсів, що надходять від енкодера 1 моделі Э4-16, з'єднаного через пружину 3 та стакан 4 зі шпинделем 5.

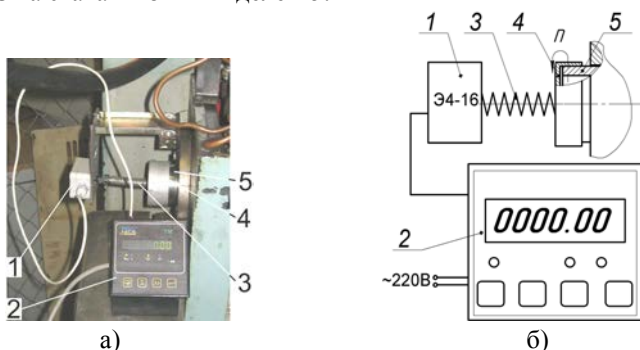


Рисунок 2.29 – Загальний вигляд а) та принципова схема визначення частоти обертання шпинделя б): 1 – енкодер; 2 – електронний тахометр; 3 – пружина; 4 – стакан, 5 – шпиндель

Вимірювання температури мастила в кармані передньої ГСО шпинделя здійснювалось за допомогою цифрового вимірювача температури 1 моделі ИТП-5-2УН-ТFT1 та термоелементу 2 – резистивного датчика на основі чутливого елемента Pt – 100, вмонтованого в штуцер 3 (рис. 2.30). Цифровий вимірювач температури призначений для експлуатації в діапазоні температур - 50...+130°C і забезпечує в діапазоні 0°...+45°C визначення температури з точністю до 0,1°C [162].



Рисунок 2.30 – Загальний вид цифрового вимірювача температури: 1 – цифровий вимірювач температури, 2 – термоелемент, 3 – штуцер

Експериментальні дослідження показників точності шпindelного вузла з регульованими ГСО здійснювали в процесі обробки зразків – виробів з одночасною фіксацією траєкторій обертання шпindelю. Точність обробки партії зразків-виробів оцінювалася за показником відхилення від круглості обробленої поверхні.

В основу методичного підходу до експериментального дослідження параметрів траєкторій шпindelю на ГСО покладено оцінку статистичних показників траєкторій та гармонічний аналіз траєкторій шляхом розкладання в ряд Фур'є (рис. 2.31). Це дозволяє встановити параметри траєкторій, що визначають точність лінійних розмірів, відхилення форми, хвилястість, шорсткість оброблюваних поверхонь.

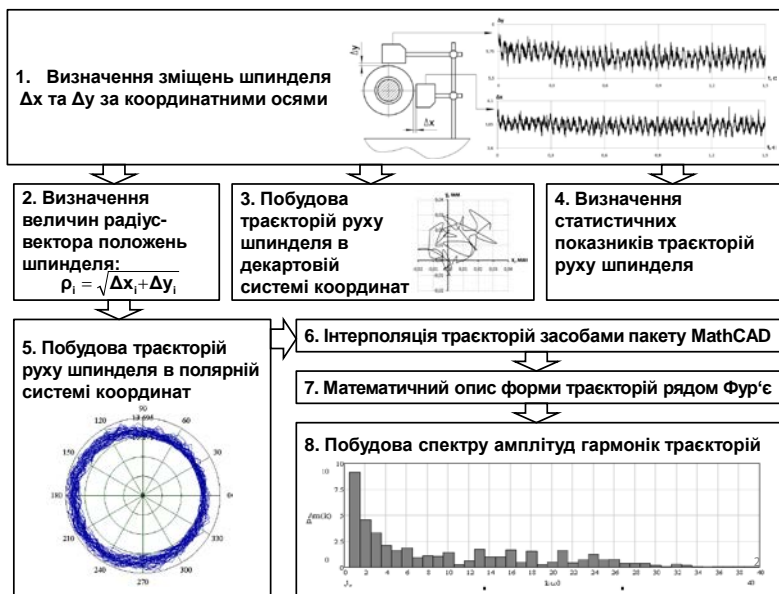


Рисунок 2.31 – Схема експериментального дослідження параметрів траєкторій шпindelю на ГСО

Для визначення зміщень шпindelю Δx та Δy в площині, перпендикулярній осі його обертання використовувались триангуляційні лазерні датчики моделі РФ603.2-10/2-485-U-IN-AL-CG (див. рис. 2.29) та прецизійна оправка (див. рис. 2.26). Перед початком

кожної серії експериментів визначалось початкове положення x_0 , y_0 , точки відбиття лазерного променя кожного з датчиків відносно початку робочого діапазону S (рис. 2.32):

$$x_0 = \frac{U_{0X}}{U_{\max}} \cdot S, \quad y_0 = \frac{U_{0Y}}{U_{\max}} \cdot S, \quad (2.12)$$

де U_{0X} , U_{0Y} , – середньоарифметичні значення сигналу з лазерного датчика при нерухомому шпинделі та тиску в гідростатичних опорах, передбаченому планом експерименту, В; U_{\max} – максимальне значення вихідного сигналу з лазерного датчика, $U_{\max} = 10$ В [152]; S – робочий діапазон лазерних датчиків, $S = 2$ мм [152].



Рисунок 2.32 – Схема визначення початкового положення точки відбиття лазерного променя

Відповідно до плану проведення експерименту настраювали верстат та здійснювали обробку зразків-виробів, фіксуючи лазерними датчиками на певному проміжку часу дискретний набір значень зміщень шпинделя у площині, ортогональній осі обертання. Результати вимірювань записувалися в програмному забезпеченні осцилографу IRIS у файл формату «.xls», після чого у програмі Microsoft Office Excel визначали зміщення осі шпинделя в лінійних величинах за залежностями:

$$\Delta x_i = \frac{U_{Xi}}{U_{\max}} \cdot S - x_0, \quad \Delta y_i = \frac{U_{Yi}}{U_{\max}} \cdot S - y_0, \quad (2.13)$$

де U_{Xi} , U_{Yi} , – сигнал з датчика у відповідний момент часу, В.

На рис. 2.33 наведено фрагмент запису зміщень осі шпинделя побудовані за допомогою графічних засобів редактора Microsoft Office Excel.

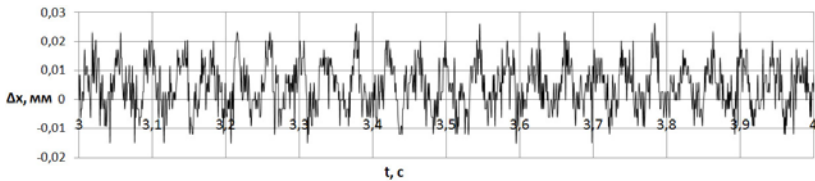


Рисунок 2.33 – Фрагмент реалізації випадкового процесу зміщення осі шпинделя в напрямку осі *OX*

Частота дискретизації f_d цифрового вимірювального комплексу, що встановлювалася при налагодженні осцилографів IRIS, визначалася у відповідності до методики [97] за виразом:

$$f_d > a f_m \frac{2,2}{\sqrt{\epsilon_n}}, \quad (2.14)$$

де a – коефіцієнт, що визначає частину спектру вхідного сигналу на частотах вищих за f_m , впливом якої на відтворений дискретний сигнал нехтують; ϵ_n – відносна помилка відновлення неперервного аналогового сигналу за дискретною копією.

Величина a вказує на відносне значення амплітуди (в порівнянні з максимальною в спектрі), при якій частоти вищі за f_m мало впливають на вхідний сигнал. Значення помилки відновлення аналогового сигналу при проведенні експериментальних досліджень становить 1% ($\epsilon_n=0,01$).

Варіювання частотою обертання шпинделя відповідно до плану експерименту забезпечувало різну тривалість обробки зразків-виробів. Тому, для забезпечення однакової кількості вимірювань за один оберт шпинделя, в процесі проведення експериментів частоту дискретизації сигналу на осцилографі встановлювали пропорційно частоті обертання шпинделя в межах $f_d = 200 - 2500$ Гц, з розрахунку забезпечення кожним датчиком 50 вимірювань за один оберт шпинделя. Тобто траєкторія одного оберту шпинделя будувалась по 50 точках, що відповідає мінімально припустимому об'єму вибірки $N_{\min}=50$, який необхідний для оцінки СКВ при рівні значимості $\alpha=0,05$ та відносній похибці визначення СКВ $\Delta_\sigma = 0,2$ [138]. Така точність побудови траєкторій дозволяє ґрунтовно проаналізувати їх статистичні характеристики при варіюванні експлуатаційними параметрами ГСО шпинделя та технологічними навантаженнями.

В якості порівняння на рис. 2.34 наведено траєкторії трьох обертів шпинделя побудовані за результатами вимірювань з частотами дискретизації 200 Гц та 2000 Гц при величинах статичного дисбалансу $D_{ст}=6525$ г·мм (рис. 2.34, а,б) та $D_{ст}=2200$ г·мм (рис.2.34, в,г).

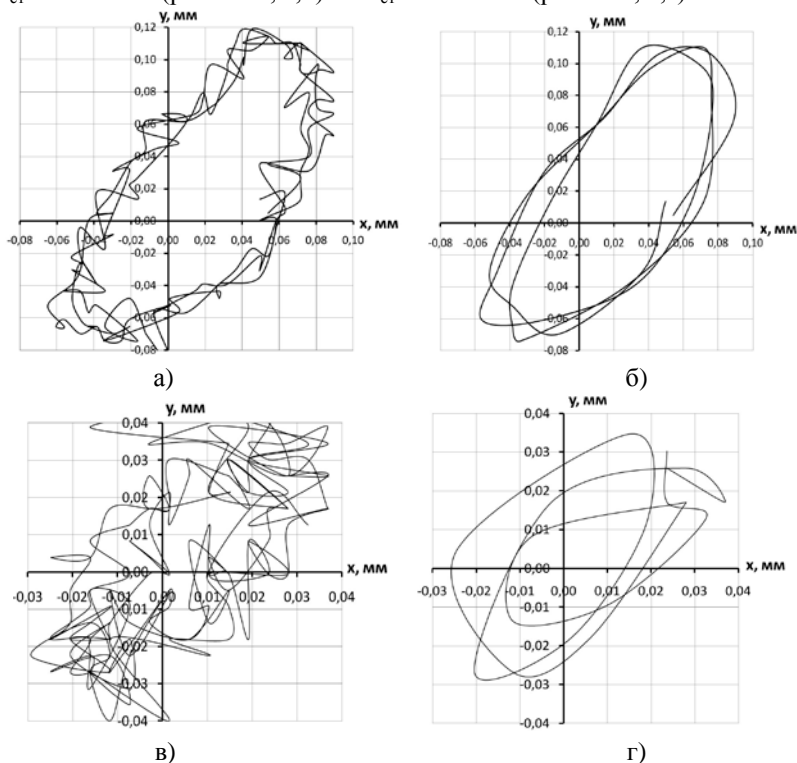


Рисунок 2.34 – Траєкторії шпинделя при наявності зовнішнього гармонічного навантаження, побудовані при різній частоті дискретизації: а) – $f_d=2000$ Гц, $D_{cm}=6525$ г·мм; б) – $f_d=200$ Гц, $D_{cm}=6525$ г·мм; в) – $f_d=2000$ Гц, $D_{cm}=2220$ г·мм; г) – $f_d=200$ Гц, $D_{cm}=2220$ г·мм

Характер траєкторій свідчить про доцільність забезпечення високої частоти дискретизації вимірювальної апаратури, що дозволила виявити їх яскраво виражений стохастичний характер, який відрізняється від теоретичних та експериментальних траєкторій, наведених в

монографіях [113, 144] та свідчить про складну природу процесів, що відбуваються в ГСО і перш за все в мастильному шарі. Особливо стохастичний характер траєкторій шпинделя проявляється при порівняно невеликому гармонійному навантаженні (див. рис. 2.34, в) і пояснюється впливом на форму траєкторій шпинделя похибок форми, пружних, температурних деформацій опорних поверхонь ГСО, випадкового характеру експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень тощо. Наявність у траєкторіях петлеподібних рухів свідчить про прояв нелінійних властивостей реакцій мастильного шару при дії нестационарного зовнішнього навантаження, що може викликати прояв таких небажаних явищ як дрібно-швидкісний вихор.

Стохастичний характер траєкторій практично унеможливило визначення таких вихідних параметрів, як різниця між максимальним ΔK_{\max} і мінімальним ΔK_{\min} відхиленням від правильної форми траєкторії, що характеризує числове значення відхилення від форми обробленої поверхні, розмах траєкторії, за яким визначається точність розміру оброблюваної поверхні [125]. Тому оцінювання параметрів траєкторій руху шпинделя здійснювали за статистичними характеристиками радіус-вектора:

- математичне сподівання m_R величини радіус-вектора траєкторій;
- середньоквадратичне відхилення σ_R радіус-вектора траєкторій;
- асиметрія розподілу A_R величини радіус-вектора траєкторій;
- ексцес розподілу E_R величини радіус-вектора траєкторій.

Математичне сподівання m_R величини радіус-вектора траєкторій визначає зміщення шпинделя в системі координат ХОУ під дією технологічних навантажень та експлуатаційних параметрів ГСО і характеризує відхилення від номінального розміру оброблюваної поверхні.

Середньоквадратичне відхилення σ_R радіус-вектора траєкторій дає змогу оцінити розсіювання положення шпинделя під дією технологічних навантажень та експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя та впливає на допуск радіального розміру обробленої поверхні.

Асиметрія A_R та ексцес E_R кривої розподілу величини радіус-вектора траєкторій визначають ступінь наближеності кривої розсіювання положень радіус-вектора до нормального закону розподілу.

Для кожної реалізації експерименту визначення статистичних показників траєкторій здійснювали за результатами вимірювання зміщень шпинделя шляхом формування трьох вибірок об'ємом 500 дискретних значень положення шпинделя, що відповідає його 10-ти обертам. Тобто об'єм кожної вибірки $N=500$ перевищував значення $N_{\min}=385$, рекомендоване в довіднику [138] (для рівня значимості $\alpha=0,05$, відносної похибки визначення математичного сподівання $\Delta_m = 0,01$). Засобами програми Microsoft Office Excel здійснювалось обчислення відносної похибки визначення величини радіус-вектора траєкторій Δ_R для кожної реалізації експерименту і її величина не перевищувала 7,7%.

З метою подальшого здійснення спектрального аналізу траєкторій руху шпинделя обчислювалися дискретні значення радіус-вектора:

$$R_i = \sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2} . \quad (2.15)$$

Для аналітичного опису реалізацій радіус-вектора R_i здійснена інтерполяція дискретних значень кубічними сплайнами. Для цього використовувалися функції *cspline* та *interp* пакету MathCAD. Сукупність траєкторій, що відповідає 10 обертам шпинделя, побудована в полярній системі координат за результатами сплайн-інтерполяції дискретних значень радіус-вектора наведена на рис. 2.35.

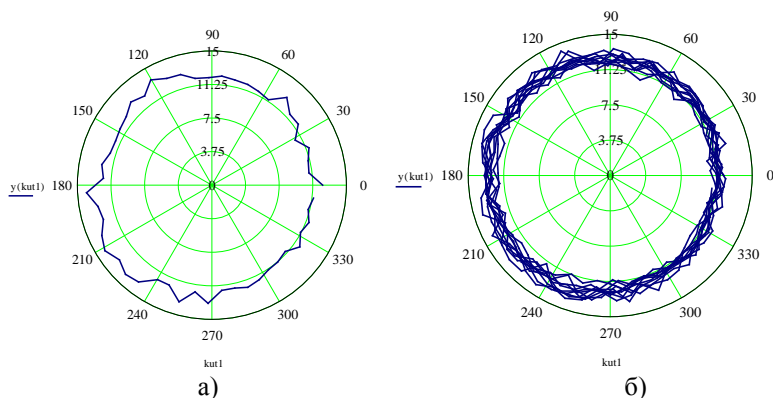


Рисунок 2.35 – Траєкторії одного а) та десяти б) обертів шпинделя побудовані в полярній системі координат за результатами сплайн-інтерполяції дискретних значень радіус-вектора.

Спектральний аналіз траєкторій здійснено за результатами математичного опису їх форми рядом Фур'є, що включає 40 гармонік. При цьому форма траєкторій шпинделя описана залежністю:

$$R(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{40} (a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi), \quad (2.16)$$

де a_0 , a_k , b_k – коефіцієнти ряду Фур'є, що описує траєкторію радіус-вектора.

Розкладення в ряд Фур'є траєкторій обертання шпинделя подано у вигляді суми синусоїдальних функцій-складових гармонік розкладу [139]:

$$R(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{80} A m_k \sin(k\varphi + \psi_k), \quad (2.17)$$

де a_0 – коефіцієнт ряду Фур'є, який характеризує математичне сподівання радіус-вектора траєкторії; $A m_k$, ψ_k – амплітуда і початкова фаза k -ї гармоніки.

$$a_0 = \frac{1}{n_0 \cdot 2\pi} \int_0^{n_0 \cdot 2\pi} R(\varphi) d\varphi, \quad (2.18)$$

де n_0 – кількість обертів шпинделя прийнята для аналізу траєкторії.

$$A m_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad \psi_k = \arctg \frac{a_k}{b_k}, \quad (2.19)$$

Коефіцієнти a_k , b_k ряду Фур'є, що описує траєкторію радіус-вектора визначаються за залежностями:

$$a_k = \frac{2}{n_0 \cdot 2\pi} \int_0^{n_0 \cdot 2\pi} R(\varphi) \cos(k\varphi) d\varphi, \quad b_k = \frac{2}{n_0 \cdot 2\pi} \int_0^{n_0 \cdot 2\pi} R(\varphi) \sin(k\varphi) d\varphi, \quad (2.20)$$

На рис. 2.36 приведені результати розрахунку коефіцієнтів ряду Фур'є, амплітуд і початкових фаз гармонік здійснені в програмному середовищі MathCAD для траєкторії, яка приведена на рис. 2.35, б.

Значення амплітуд гармонік траєкторій утворюють спектр. На рис.

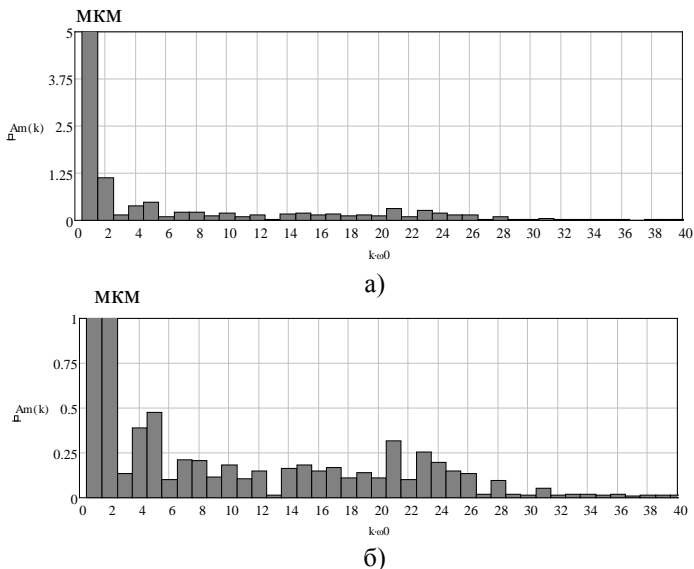


Рисунок 2.37 – Спектр амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при $p_R=2$ МПа, визначений розрахунком в пакеті MathCAD:
а) - масштаб 1:1, б) - масштаб 5:1

Статистична обробка та гармонічний аналіз траєкторій шляхом розкладання в ряд Фур'є здійснювались за вищенаведеною методикою. Перевіркою на основі критерію χ^2 Пірсона [73, 138] гіпотеза про нормальність закону розподілу величини радіус-вектора траєкторій не у всіх випадках підтверджувалась. Це може бути зумовлено наявністю систематичних похибок, внаслідок яких виникає асиметрія A_R і ексцес E_R кривої нормального розподілу. В таких випадках додатково перевірку гіпотези про наближеність до нормального закону розподілу величини радіус-вектора траєкторій здійснювали, оцінюючи співвідношення величин A_R , E_R та СКВ асиметрії σ_A і ексцесу σ_E [59]. Слід відзначити, що виконання умов $|A_R / \sigma_A| < 3$ та $|E_R / \sigma_E| < 3$ практично в усіх випадках задовольнялось, що дозволяло зробити висновок, що асиметрія і ексцес не є суттєвими і розподіл випадкової величини радіус-вектора траєкторій наближений до нормального. Наближеність розподілу випадкової величини радіус-

вектора траєкторій до нормального закону, а також стаціонарність та ергодичність випадкового процесу коливань шпинделя дозволяє при оцінці точності шпиндельного вузла використовувати статистичні характеристики величини радіус-вектора траєкторій руху шпинделя: математичне сподівання m_R , середньоквадратичне відхилення σ_R , асиметрію A_R та ексцес E_R .

Статистичні характеристики експериментальних траєкторій при регулюванні тиску в карманах ГСО шпинделя приведено на рис. 2.38. При збільшенні тиску в карманах ГСО шпинделя в діапазоні 2–3,5 МПа математичне сподівання величини радіус-вектора траєкторій шпинделя зменшується в 1,25 – 1,45 рази, причому зі зростанням частоти обертання шпинделя вплив тиску на величину математичного сподівання радіус-вектора траєкторій зменшується. Збільшення тиску мастила в ГСО в діапазоні 3,5 – 4,5 МПа на величину математичного сподівання радіус-вектора траєкторій практично не впливає.

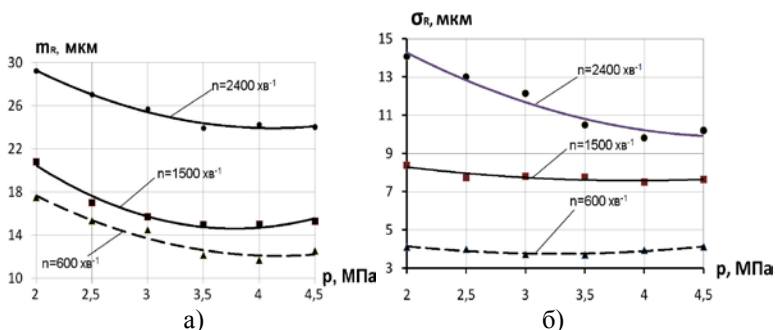


Рисунок 2.38 – Математичні сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора експериментальних траєкторій шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО

На СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя регулювання величиною тиску в карманах ГСО впливає при частотах обертання понад 1500 хв^{-1} . При цьому зі зростанням частоти обертання шпинделя збільшення тиску в карманах ГСО інтенсивніше впливає на зниження СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя, що сприяє підвищенню точності обробки за показником допуску розміру оброблюваної поверхні.

На рис. 2.39 наведено порівняння експериментальних (штрихова лінія) та теоретичних залежностей (див. підрозділ 2.1) математичного

сподівання (рис. 2.39, а) та СКВ (рис. 2.39, б) величини радіус-вектора від тиску в карманах ГСО при $n = \text{const} = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

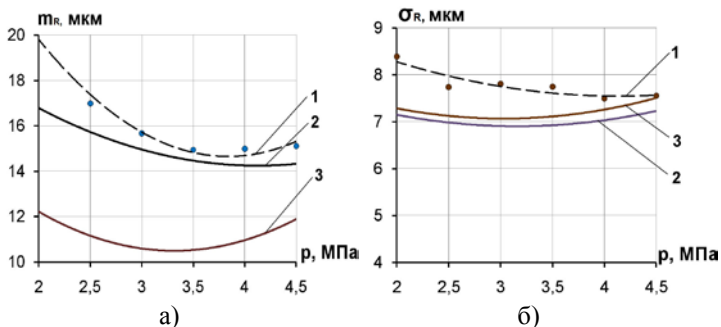


Рисунок 2.39 – Порівняння експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора від тиску в карманах ГСО при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$:

1 – експериментальні залежності, 2 – залежності отримані за математичною моделлю з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСО, 3 – залежності отримані за математичною моделлю з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО

Співставлення експериментальних та теоретичних залежностей показує їх якісну узгодженість. Максимальна розбіжність між експериментальними та теоретичними значеннями математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторій, отриманими за математичною моделлю з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСО не перевищує 16,7%.

В порівнянні зі значеннями величини радіус-вектора траєкторій, отриманими за математичною моделлю з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО експериментальні значення відрізняються в середньому в 1,45 рази, що свідчить про важливість врахування відхилень форми опорних поверхонь ГСО при дослідженні точності шпindelних вузлів з опорами такого типу.

Максимальна розбіжність між експериментальними та теоретичними значеннями СКВ величини радіус-вектора траєкторій, отриманими за математичною моделлю, в якій враховано відхилення форми опорних поверхонь ГСО не перевищує 14,3%. Відмінність СКВ величини радіус-вектора траєкторій, отриманого чисельним

моделюванням з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО від експериментальних значень СКВ не перевищує 13,8%. Кількісно взаємозв'язок теоретичних та експериментальних залежностей оцінювали за допомогою коефіцієнту парної кореляції, результати визначення якого та оцінки його достовірності наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – До визначення кореляційного зв'язку експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання та СКВ величини радіус-вектора від тиску в карманах ГСО

Тиск в ГСО p_k , МПа	Математичне сподівання m_R		Тиск в ГСО p_k , МПа	СКВ, σ_R	
	Мат. модель m_{R1} , мкм	Експеримент m_{R2} , мкм		Мат. модель Δ_{kp1} , мкм	Експеримент Δ_{kp2} , мкм
2,00	16,71	20,05	2,00	7,19	8,39
2,50	16,02	16,98	2,50	6,90	7,74
3,00	14,76	15,67	3,00	6,97	7,81
3,50	14,30	14,94	3,50	6,87	7,75
4,00	14,36	14,98	4,00	7,11	7,49
4,50	14,54	15,10	4,50	7,20	7,55
Коефіцієнт кореляції $r_{m_{R1}, m_{R2}} = 0,959$			Коефіцієнт кореляції $r_{\sigma_{R1}, \sigma_{R2}} = 0,191$		
Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,032$	Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,393$
$\frac{r_{m_{R1}, m_{R2}}}{\Delta_r} = \frac{0,955}{0,032} = 29,9 > 4$			$\frac{r_{\sigma_{R1}, \sigma_{R2}}}{\Delta_r} = \frac{0,191}{0,394} = 0,484 < 4$		

Результати розрахунку коефіцієнту парної кореляції, наведені в таблиці 2.5, вказують на високий ступінь узгодженості експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторій від тиску в карманах ГСО. Внаслідок невисокого значення та непідтвердженої достовірності визначення коефіцієнта парної кореляції для значень СКВ радіус-вектора, отриманих теоретичним та експериментальним шляхом стверджувати про їх тісний взаємозв'язок не можна. Це пояснюється тим, що СКВ радіус-вектора траєкторій при частоті обертання шпинделя $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ від регулювання тиску в діапазоні 2 – 4,5 МПа практично не залежить: різниця між максимальним і мінімальним експериментальним значенням СКВ радіус-вектора становить 10,6%, а максимальне та мінімальне

значення СКВ радіус-вектора траєкторій отримані при таких самих умовах за математичною моделлю відрізняються лише на 4,5%.

Вплив регулювання тиском в карманах ГСО на асиметрію A_R та ексцес E_R величини радіус-вектора траєкторій шпинделя графічно відображено на рис. 2.40. Розсіювання величини радіус-вектора експериментальних траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО в діапазоні 2–4,5 МПа має асиметрію A_R та ексцес E_R , причому останній проявляється більш суттєво. В межах тиску 3–3,5 МПа, при частоті обертання $n=600 \text{ хв}^{-1}$ розсіювання положень радіус-вектора максимально наближене до закону нормального розподілу, про що свідчать мінімальні абсолютні значення асиметрії та ексцесу. Зміна величини тиску практично не впливає на асиметрію кривої розподілу при частоті обертання шпинделя 2400 хв^{-1} та 600 хв^{-1} . При частоті обертання $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ регулювання тиску в карманах ГСО практично не впливає на величину ексцесу E_R . Підвищення тиску в карманах ГСО з 2 МПа до 4,5 МПа сприяє зменшенню «плосковершинності» кривої розподілу при частоті обертання 2400 хв^{-1} .

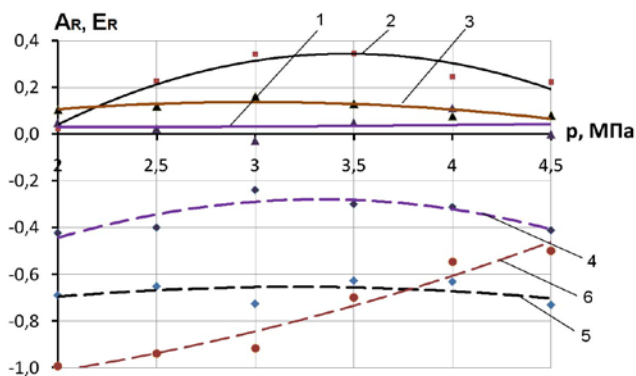


Рисунок 2.40 – Асиметрія та ексцес розсіювання величини радіус-вектора експериментальних траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиском в карманах ГСО: 1 – A_R при $n=600 \text{ хв}^{-1}$, 2 – A_R при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, 3 – A_R при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, 4 – E_R при $n=600 \text{ хв}^{-1}$, 5 – E_R при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, 6 – E_R при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$

Засобами пакету MathCAD здійснено математичне описання експериментальних траєкторій шпинделя за допомогою ряду Фур'є та

їх спектральний аналіз (рис. 2.41).

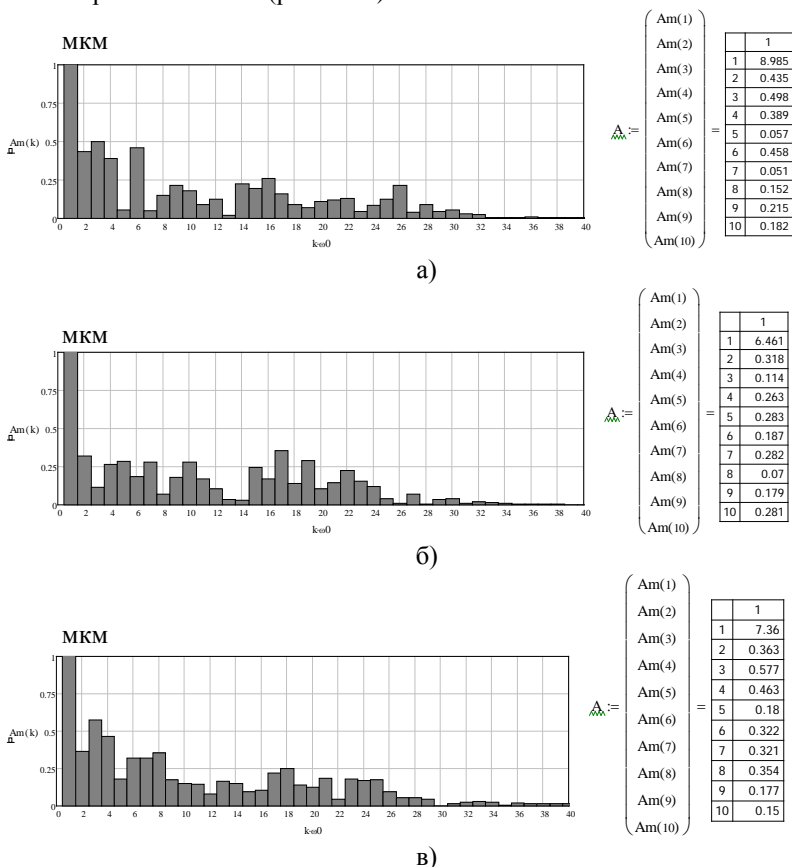


Рисунок 2.41 – Спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО: а) $p_k=2,5$ МПа, б) $p_k=3,5$ МПа, в) $p_k=4,5$ МПа

Збільшення тиску в карманах ГСО в діапазоні з 2 МПа до 3,5 МПа призводить до зміщення осі шпинделя в напрямку геометричного центру ГСО, про що свідчить зниження на 20,6% математичного сподівання 1-ої гармоніки спектру траєкторій (рис. 2.42), проте при підвищенні тиску до 4,5 МПа спостерігається незначне зростання математичного очікування радіус-вектора та 1-ї гармоніки, що

співпадає з аналогічною тенденцією виявленою при спектральному аналізі контурів зразків-виробів. Математичне сподівання амплітуд гармонік №2–8 також має тенденцію до зниження в середньому на 45% при підвищенні тиску в діапазоні з 2 МПа до 3,5 МПа та зростання в середньому на 35% при збільшенні тиску в карманах ГСО шпинделя з 3,5 МПа до 4,5 МПа.

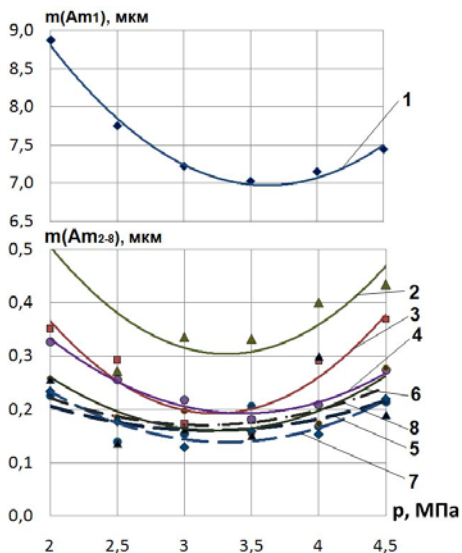


Рисунок 2.42 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів експериментальних траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО при $n = \text{const} = 1500 \text{ хв}^{-1}$ (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Статистичні характеристики експериментальних траєкторій при регулюванні частоти обертання шпинделя при обробці зразків-виробів з статичним дисбалансом $D_{ст} = 4360 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}$, при тиску в карманах ГСО $p_k = 3 \text{ МПа}$ наведено на рис. 2.43.

При збільшенні частоти обертання шпинделя в діапазоні від 600 хв^{-1} до 2400 хв^{-1} при тиску в карманах ГСО $p_k = 2 \text{ МПа}$ та $p_k = 4 \text{ МПа}$ спостерігається стійка тенденція зростання математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторії шпинделя в 1,6 та 2,1 рази відповідно. При тиску в карманах ГСО $p_k = 3 \text{ МПа}$ зростання частоти обертання в

діапазоні 600–1500 хв⁻¹ призводить до незначного зниження на 6% величини математичного сподівання радіус-вектора траєкторій. При збільшенні частоти обертання шпинделя в діапазоні 1500 – 2400 хв⁻¹ при тиску $p_k=3$ МПа спостерігається стійка тенденція до зростання математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторії шпинделя в 1,7 рази. СКВ радіус-вектора шпинделя зростає практично пропорційно зростанню частоти обертання шпинделя, причому інтенсивніше цей процес відбувається зі зменшенням величини тиску в карманах ГСО. Зростання m_R та σ_R в усьому діапазоні варіювання частоти обертання шпинделя пояснюється впливом відцентрової сили інерції зумовленої наявністю статичного дисбалансу, яка пропорційна квадрату кутової швидкості $\omega_{ш}$ обертання шпинделя ($F_C \sim \omega_{ш}^2$).

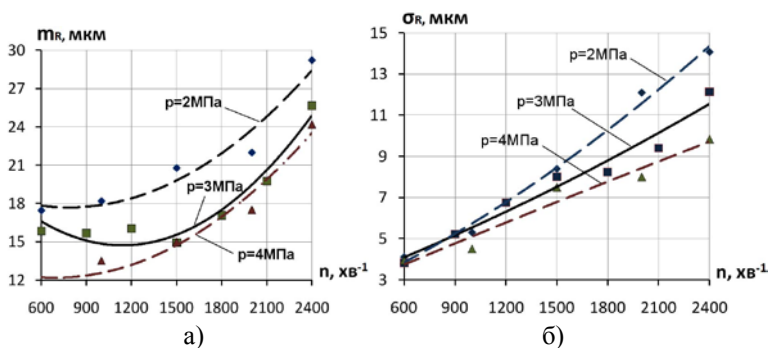


Рисунок 2.43 – Математичні сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора експериментальних траєкторій при варіюванні частотою обертання шпинделя

Порівняння експериментальних (штрихова лінія) та теоретичних залежностей (див. підрозділ 2.1) математичного сподівання (рис. 2.44, а) та СКВ (рис. 2.44, б) величини радіус-вектора від частоти обертання шпинделя при тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа показує їх якісну узгодженість. Максимальна розбіжність між експериментальними та теоретичними значеннями математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторій, отриманими за математичною моделлю з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСО не перевищує 18,8%. Порівняно зі значеннями величини радіус-вектора траєкторій, отриманими за математичною моделлю з ідеалізованими опорними

поверхнями ГСО експериментальні значення відрізняються в середньому в 1,5 рази, що вказує на важливість врахування при дослідженні точності шпindelних вузлів з ГСО похибок форми спряжених поверхонь.

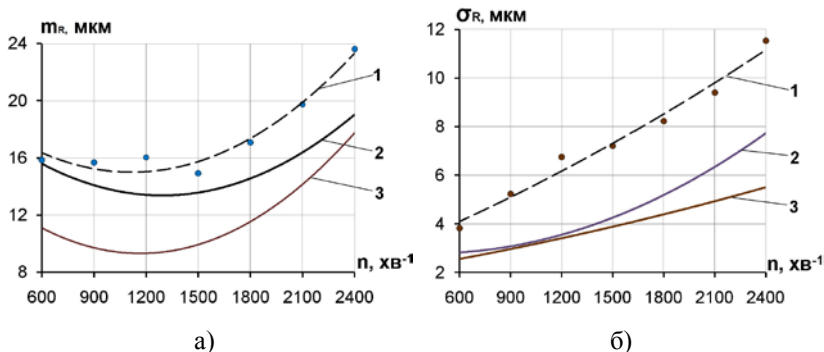


Рисунок 2.44 – Порівняння експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора від частоти обертання шпинделя при тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа: 1 – експериментальні залежності, 2 – залежності отримані за математичною моделлю з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСО, 3 – залежності отримані за математичною моделлю з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО

Різниця СКВ величини радіус-вектора експериментальних траєкторій та траєкторій, отриманих чисельним моделюванням з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО знаходиться в межах 33–50%, що також свідчить про важливість врахування похибок форми спряжених поверхонь ГСО при дослідженні точності шпindelних вузлів за показником траєкторій руху шпинделя.

В цілому, закономірності формування статистичних характеристик траєкторій радіус-вектора отримані при варіюванні частотою обертання шпинделя експериментальним шляхом та за результатами чисельного моделювання якісно узгоджуються.

Кількісно взаємозв'язок теоретичних та експериментальних залежностей оцінювали за допомогою коефіцієнту парної кореляції. Результати розрахунку коефіцієнту парної кореляції, наведені в таблиці 2.6, вказують на високий ступінь узгодженості експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання величини радіус-

вектора траєкторій частоти обертання шпинделя. Достовірність визначення коефіцієнта кореляції підтверджується порівнянням з його похибкою визначення, що дозволяє стверджувати про адекватність описання розробленою в підрозділі 1.1 математичною моделлю траєкторій руху шпинделя при регулюванні частоти обертання шпинделя.

Таблиця 2.6 – Кореляційний зв'язок експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання та СКВ величини радіус-вектора від частоти обертання шпинделя при тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа

Частота обертання n , хв. $^{-1}$	Математичне сподівання, m_R		Частота обертання n , хв. $^{-1}$	СКВ, σ_R	
	Мат. модель m_{R1} , мкм	Експеримент $\Delta_{кр2}$, мкм		Мат. модель $\Delta_{кр1}$, мкм	Експеримент $\Delta_{кр2}$, мкм
600	15,52	15,84	600	2,67	3,82
900	13,95	15,67	900	3,12	5,22
1200	13,80	16,03	1200	4,00	6,75
1500	13,54	14,93	1500	4,06	7,21
1800	14,50	17,07	1800	5,04	8,23
2100	16,02	19,75	2100	6,22	9,39
2400	19,28	23,61	2400	7,89	11,53
Коефіцієнт кореляції $r_{m_{R1}, m_{R2}} = 0,759$			Коефіцієнт кореляції $r_{\sigma_{R1}, \sigma_{R2}} = 0,971$		
Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,16$	Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,021$
$\frac{r_{m_{R1}, m_{R2}}}{\Delta_r} = \frac{0,759}{0,16} = 4,74 > 4$			$\frac{r_{\sigma_{R1}, \sigma_{R2}}}{\Delta_r} = \frac{0,971}{0,021} = 45,08 > 4$		
Достовірність підтверджується			Достовірність підтверджується		

Вплив регулювання частоти обертання на асиметрію A_R та ексцес E_R величини радіус-вектора траєкторій шпинделя наведено на рис. 2.45.

Абсолютна величина ексцесу E_R радіус-вектора експериментальних траєкторій зі зростанням частоти обертання шпинделя збільшується. З підвищенням тиску в карманах ГСО до 4 МПа зростання абсолютної величини ексцесу зі збільшенням частоти шпинделя в діапазоні 600 хв^{-1} – 2400 хв^{-1} уповільнюється і становить 1,9 рази, тоді як при тиску 2–3 МПа ексцес зростає в середньому в 3 рази. Асиметрія кривої розсіювання величини радіус-вектора при регулюванні частоти

обертання шпинделя проявляється в меншій мiрi, особливо при тиску в карманах ГСО 2–3 МПа.

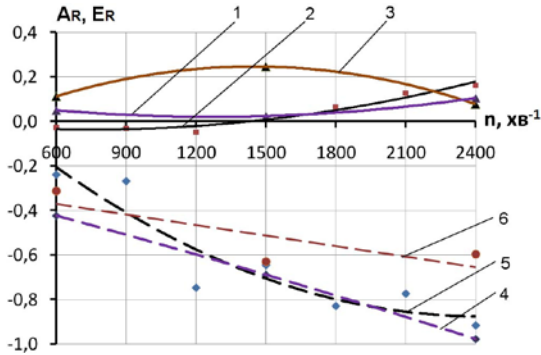


Рисунок 2.45 – Асиметрія та ексцес розсіювання величини радіус-вектора експериментальних траєкторій руху шпинделя при варіюванні частотою обертання шпинделя: 1 – A_R при $p_k=2$ МПа, 2 – A_R при $p_k=3$ МПа, 3 – A_R при $p_k=4$ МПа, 4 – E_R при $p_k=2$ МПа, 5 – E_R при $p_k=3$ МПа, 6 – E_R при $p_k=4$ МПа

Засобами пакету MathCAD за допомогою ряду Фур'є здійснено математичне описання експериментальних траєкторій шпинделя отриманих при регулюванні частоти обертання та їх спектральний аналіз (рис. 2.46).

Спектральний аналіз траєкторій шпинделя при регулюванні частоти обертання показав, що практично всі гармоніки, що відповідають за формування відхилення форми контуру оброблених поверхонь мають тенденцію до зниження при зростанні частоти обертання з 600 $хв^{-1}$ до 1200 – 1500 $хв^{-1}$ та зростають при збільшенні частоти обертання шпинделя в діапазоні 1500 – 2400 $хв^{-1}$ (рис. 2.47). Найбільший вплив регулювання частотою обертання шпинделя здійснює на амплітуду 2-ї гармоніки максимальне і мінімальне значення якої відрізняються майже в 15 разів. Гармоніки № 4 і 8 мають практично однакову якісну і кількісну залежність зростаючи при підвищенні частоти обертання в 2,1 та 2,3 рази відповідно. Це пояснюється впливом інтенсифікації процесу перерозподілу тиску в 4-х кармані ГСО токарного верстата УТ16А при зростанні частоти

обертання шпинделя. Близьку до 4-ї та 8-ї гармонік залежність має також шоста гармоніка.

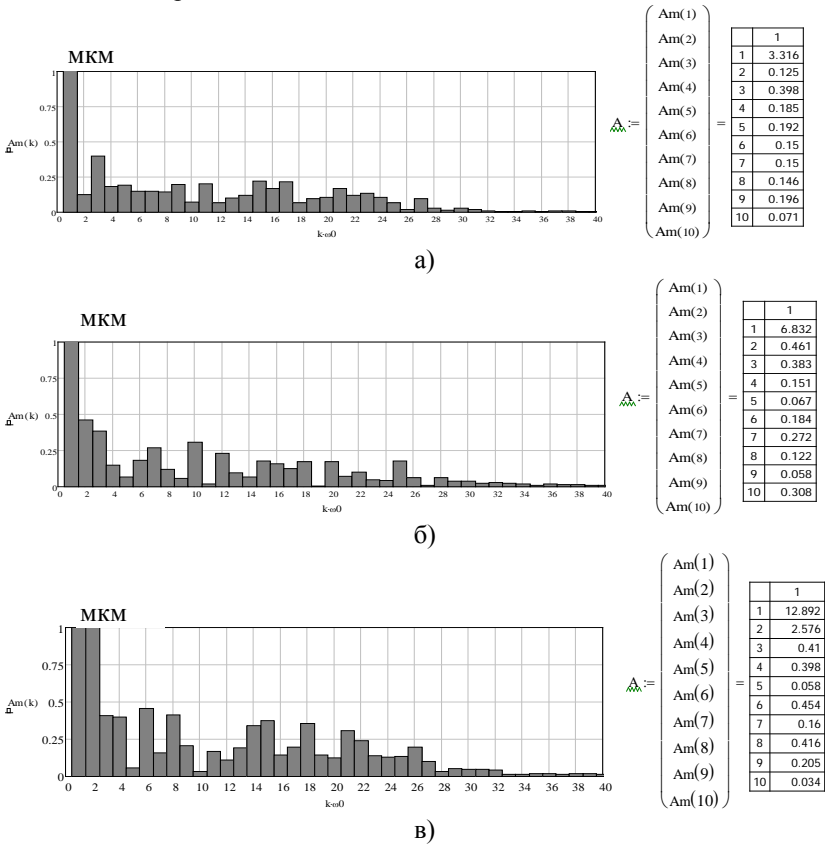


Рисунок 2.46 – Спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при регулюванні частоти обертання шпинделя: а) $n=600 \text{ хв}^{-1}$, б) $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, в) $n=2400 \text{ хв}^{-1}$

Збільшення частоти обертання за наявності невідножності обертових елементів ШВ суттєво відбивається на відцентровому зміщенні осі шпинделя, про що свідчить стійка тенденція до зростання більш ніж в 4 рази математичного сподівання 1-ї гармоніки спектру траєкторій. Відповідним чином знижуватиметься точність обробки за показником радіального биття обробленої поверхні.

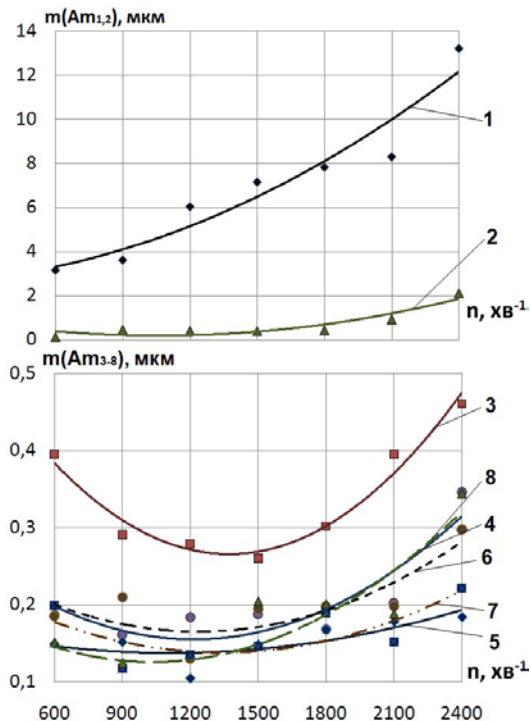


Рисунок 2.47 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів траєкторій радіус-вектора шпинделя при регулюванні частоти обертання при $p=3$ МПа (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

При дослідженні впливу температури робочої рідини на статистичні характеристики траєкторій шпинделя реалізовувалось дві серії експериментів: в режимі холостого ходу та при обробці дослідних зразків-виробів. В кожному режимі було виконано по дві серії експериментів: з тиском в карманах ГСО 2 МПа і 3 МПа. Обробку дослідних зразків-виробів $\varnothing 75$ мм (рис. 2.48) зі сталі 45 здійснювали токарним прохідним прямим різцем з пластиною з твердого сплаву Т15К6, з кутами $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\gamma = 10^\circ$, в діапазоні температур $+20^\circ \dots +40^\circ\text{C}$ з інтервалом 5°C , при частоті обертання $n=1200$ хв^{-1} , глибини різання $t_n=0,5$ мм, поздовжній подачі $S_0=0,058$ мм/об.

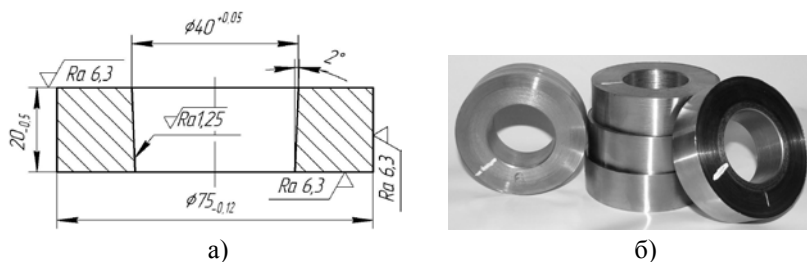


Рисунок 2.48 – Ескіз а) та загальний вигляд б) зразків-виробів

Статистичні характеристики експериментальних траєкторій залежно від температури та тиску робочої рідини наведено на рис. 2.49.

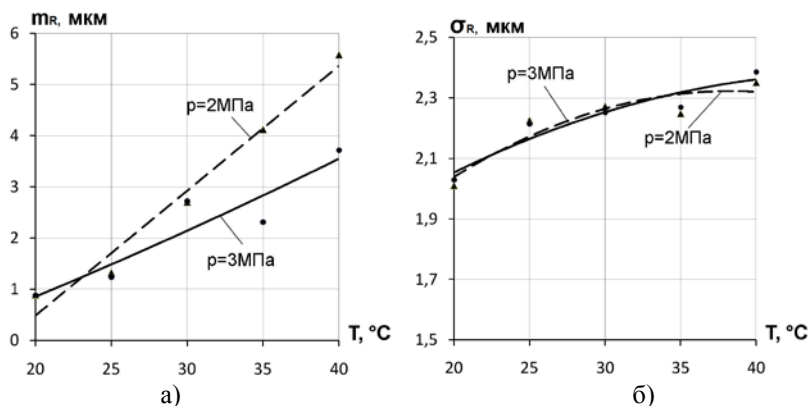


Рисунок 2.49 – Математичні сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора експериментальних траєкторій залежно від температури та тиску робочої рідини в ГСО шпинделя при обробці зразків-виробів

Збільшення температури робочої рідини в ГСО призводить до зростання математичного сподівання радіус-вектора траєкторії шпинделя, причому з підвищенням тиску в карманах ГСО до 3 МПа ця тенденція уповільнюється, що пояснюється підвищенням жорсткості опори. Зазначене явище впливає на ексцентриситет шпинделя та обумовлює зниження точності обробки за показником радіального биття.

Середньоквадратичні відхилення радіус-вектора траєкторій шпинделя мало змінюються під впливом температури робочої рідини ,

що свiдчить про несуттєвий вплив температури рiдини на поле розсiювання змiщень шпинделя, а отже i на точнiсть дiаметрального розмiру. Незначний вплив температури робочої рiдини на СКВ радiус-вектора траєкторiй шпинделя можна пояснити тим, що внаслiдок теплового розширення матерiалу при зростаннi температури змiнюються розмiри опорних поверхонь шпинделя i гiдростатичної втулки: розмiр шийки шпинделя збiльшується, а отвір гiдростатичної втулки – зменшується. Це призводить до вiдповiдного зменшення величини радiального статичного зазору та пiдвищення жорсткостi ГСО. Одночасно з пiдвищенням температури знижується динамiчна в'язкiсть робочої рiдини, що при незмiнних геометричних параметрах пiдшипника повинно призводити до пониження жорсткостi опори. Внаслiдок одночасного протiкання процесiв зниження в'язкостi робочої рiдини та змiни розмiрiв опорних поверхонь пiдшипника, вони компенсують один одного, що не викликає суттєвої змiни СКВ радiус-вектора траєкторiй шпинделя.

iншою причиною, що пояснює незначний вплив температури робочої рiдини на СКВ траєкторiй шпинделя є забезпечення постiйної величини тиску в карманах ГСО впродовж виконання кожної серiї експериментiв.

Суттєво температура робочої рiдини в карманах ГСО шпинделя впливає на асиметрiю A_R та ексцес E_R розсiювання величини радiус-вектора траєкторiй (рис. 2.50).

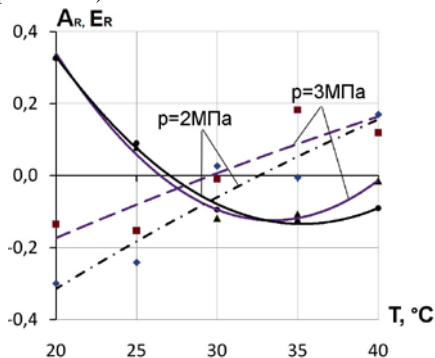


Рисунок 2.50 – Асиметрiя (суцiльнi лiнii) та ексцес (штриховi лiнii) розподiлу величини радiус-вектора експериментальних траєкторiй залежно вiд температури та тиску робочої рiдини в ГСО шпинделя

Із залежностей, наведених на рисунку 2.50 видно, що зміна температури в діапазоні $+20^{\circ}\dots+40^{\circ}\text{C}$ викликає не тільки зміну абсолютної величини, а і знаку ексцесу E_R та асиметрії A_R розподілу величини радіус-вектора. Аналізуючі отримані залежності, можна зробити висновок, що раціональна температура робочої рідини знаходиться в межах $+27^{\circ}\dots+32^{\circ}\text{C}$, оскільки абсолютні величини асиметрії та ексцесу в даному діапазоні є мінімальними.

Дослідження в режимі холостого ходу мали за мету визначити вплив температури робочої рідини та тиску в карманах ГСО на зміщення та параметри траєкторій шпинделя в площині ортогональній до його осі. Експерименти проводились також для двох значень тиску в карманах ГСО $p_{к1}=2$ МПа та $p_{к2}=3$ МПа при постійній частоті обертання шпинделя $n=1200$ хв⁻¹. Траєкторії фіксувались з інтервалом 5°C в діапазоні температур $+20^{\circ}\dots+40^{\circ}\text{C}$. Побудову та визначення параметрів траєкторій шпинделя здійснювали за методикою наведеною в підрозділі 2.3. Температурні тренди траєкторій шпинделя в режимі холостого ходу наведено на рис. 2.51. Наведені траєкторії відповідають одному оберту шпинделя, а тренди побудовано за результатами статистичної обробки ансамблів траєкторій 50-ти обертів шпинделя.

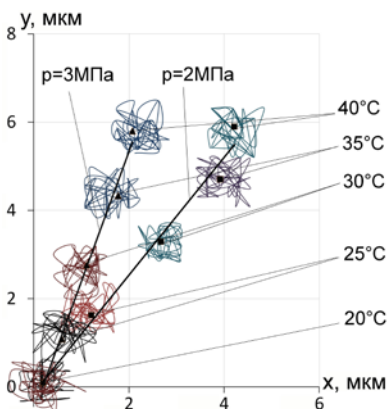


Рисунок 2.51 – Тренди траєкторій обертання шпинделя в режимі холостого ходу при зміні температури T мастила в ГСО

Таким чином, в режимі холостого ходу з підвищенням температури робочої рідини в ГСО відбувається зміщення математичного

сподівання центру траєкторії шпинделя в горизонтальній та вертикальній площинах. Підвищення тиску в карманах ГСО з 2 МПа до 3 МПа сприяє зменшенню в 2–2,4 рази зміщення шпинделя в горизонтальній площині. На зміщення у вертикальній площині підвищення тиску в карманах ГСО суттєво не впливає.

Проведені дослідження впливу тиску та температури робочої рідини в ГСО на точність переміщень шпинделя доповнені спектральним аналізом траєкторій. Засобами пакету MathCAD розрахований спектр амплітуд двадцяти гармонік при різній температурі та тиску мастила в ГСО шпинделя (рис. 2.52).

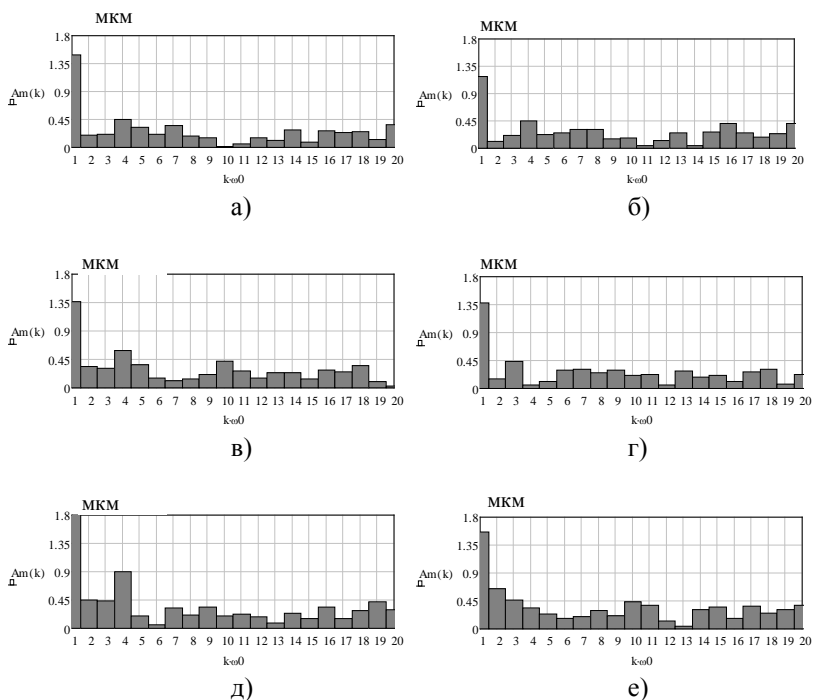


Рисунок 2.52 – Типові спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при зміні тиску і температури робочої рідини в карманах ГСО шпинделя: а), в), д) – спектри при тиску $p_k=2$ МПа і температурі 20°C, 30°C, 40°C відповідно; б), в), е) – спектри при тиску $p_k=3$ МПа і температурі 20°C, 30°C, 40°C відповідно

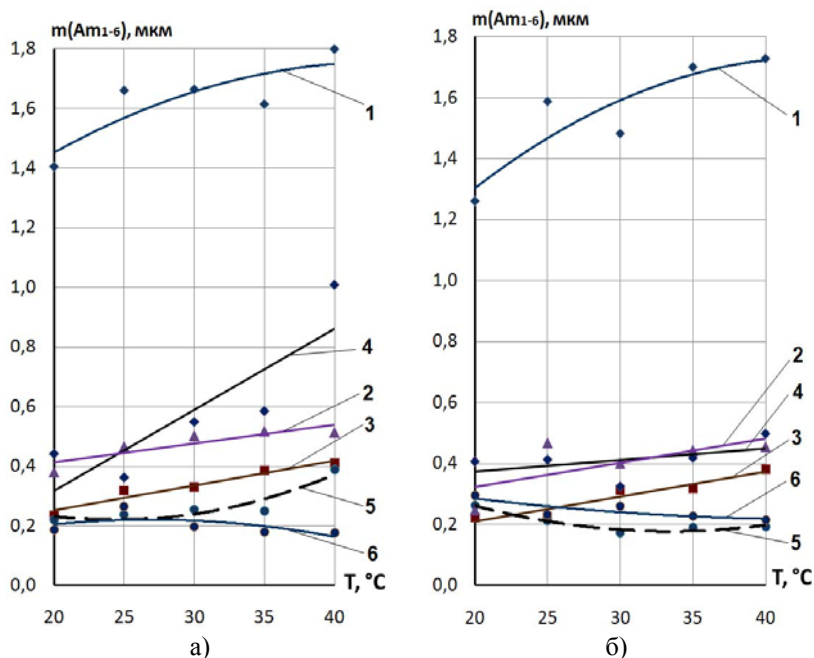


Рисунок 2.53 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-6 спектрів траєкторій радіус-вектора шпинделя при зміні температури та тиску робочої рідини в ГСО шпинделя: а) $p_k=2$ МПа б) $p_k=3$ МПа (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Аналізуючи залежності на рис. 2.53, можна зробити висновок, що підвищення температури робочої рідини в діапазоні $+20^{\circ}\dots+40^{\circ}\text{C}$ викликає зростання в середньому в 1,3 рази математичного сподівання амплітуди першої гармоніки спектрів траєкторій шпинделя, що відповідно позначається на зниженні точності обробки і проявляється у відхиленні розташування оброблених поверхонь. При тиску робочої рідини в карманах ГСО $p_k=2$ МПа істотно проявляється 4-та гармоніка спектру траєкторій, яка зростає в досліджуваному інтервалі температур майже в 2,8 рази та 2, 3, 5 гармоніки, які зростають відповідно в 1,35, 1,7, 1,75 рази. Загалом, математичні сподівання амплітуд практично всіх гармонік (за виключенням гармоніки №6) при тиску $p_k=2$ МПа в середньому на 25% більші за відповідні гармоніки траєкторій при тиску

$p_k=3$ МПа, що відповідним чином проявляється на зниженні точності форми оброблених поверхонь зразків-виробів за показником відхилення від круглості (див. рис. 3.25).

Таким чином, проведений аналіз дозволив встановити закономірності формування геометричної точності верстата за показником траєкторій радіус-вектора шпинделя залежно від тиску, температури робочої рідини в ГСО, частоти обертання шпинделя при наявності статичного дисбалансу.

2.4 Визначення точності шпindelного вузла за показником радіального биття

Точність шліфувального верстата 3Т161 з модернізованою конструкцією шліфувальної бабки оцінювалася показником радіального биття допоміжних баз шліфувального шпинделя, що визначають положення абразивного круга.

Радіальне биття шліфувального шпинделя вимірювалося відповідно до рекомендацій [132] за методикою [135]. У відповідності до схеми вимірювання (рис. 2.54, а) складалася експериментальна установка, наведена на рис. 2.54, б).

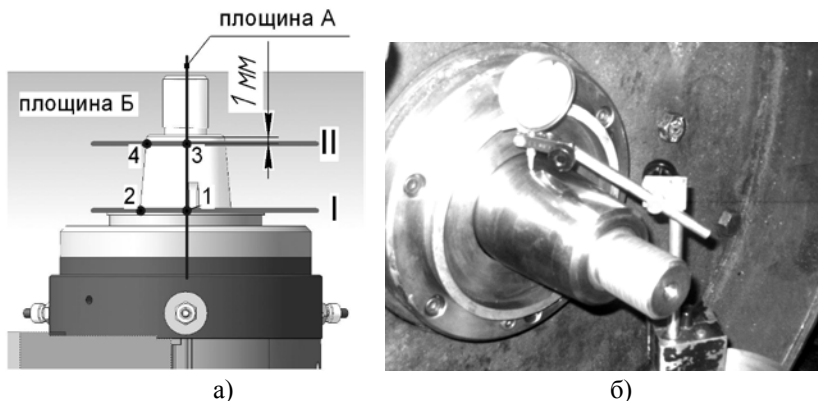


Рисунок 2.54 – Загальна схема вимірювання радіального биття а) допоміжних баз шліфувального шпинделя та встановлення індикатора в точці 1 б)

Вимірювання радіального биття здійснювали в двох поперечних перетинах I і II в двох площинах А і Б. (див. рис. 2.54, а). Для вимірювання радіального биття поверхні (в кожній з точок встановлення приладу 1 – 4) шпиндель обертали в напрямку робочого руху на кут 360° і визначали алгебраїчну різницю показань індикатора. Для кожної експериментальної точки результат вимірювання повторювали три рази.

Радіальне биття в перетинах I і II визначали як середньоарифметичне значення за показниками індикаторів в точках 1, 2 та 3, 4 відповідно. За радіальне биття допоміжних баз шпинделя приймали найбільшу величину, визначену в перетинах I і II.

Зменшення величини зазору δ_0 в ГСО дозволило підвищити точність обертання шпинделя (в статичному положенні) в радіальному напрямку шляхом зменшення величини радіального биття на 3 мкм (крива 3 на рис. 2.55), а в порівнянні з базовою конструкцією верстата з гідродинамічними опорами шпинделя – в 2 рази.

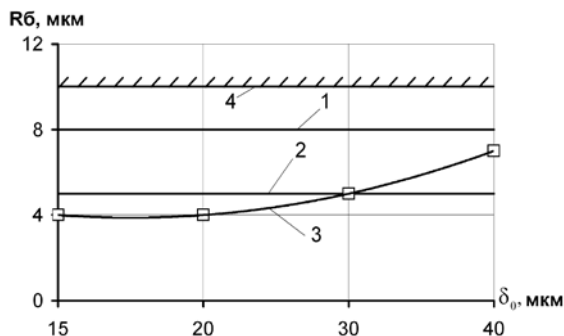


Рисунок 2.55 – Радіальне биття R_b переднього кінця шліфувального шпинделя в процесі регулювання радіального зазору δ_0 в ГСО: 1 – R_b базової моделі верстата [137]; 2 – R_b для верстатів класу точності II [132]; 3 – R_b шпинделя на регульованих ГСО; 4 – припустима величина R_b для базової моделі верстата [137]

Встановлено, що регулюванням зазору в ГСО вдалося підвищити клас точності верстата. Як видно з рис. 2.55, величина R_b для значень зазору $\delta_0 \leq 30$ мкм відповідає класу точності II верстатів шліфувальної групи [132].

РОЗДІЛ 3 Точність оброблення зразків-виробів

3.1 Аналіз точності оброблення зразків-виробів на шліфувальному верстаті

З метою аналізу точності шліфування була модернізована конструкція шліфувальної бабки торцекруглошліфувального верстата моделі 3Т161 (рис. 3.1, а). За креслениками на підприємстві ТОВ „Український кардан” виготовлений дослідний зразок шліфувальної бабки на радіальних опорах нової конструкції. Шліфувальний шпиндель, встановлений на двох радіальних ГСП (рис. 3.1, б) з можливістю регулювання величини зазору в процесі налагодження верстата та опорному нерегульованому гідродинамічному підшипнику.

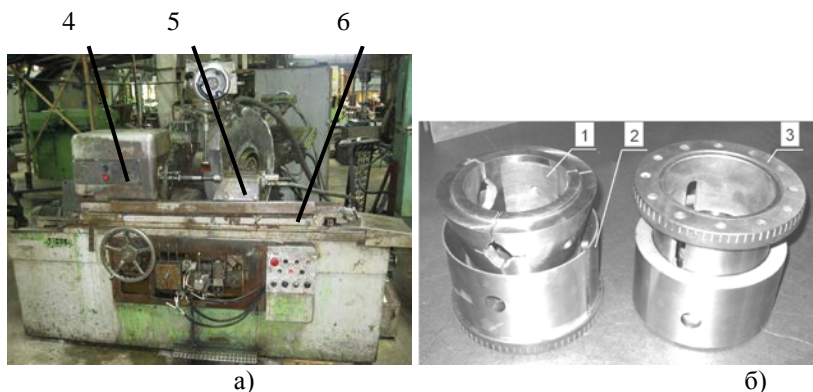


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд експериментального стенда на базі торцекруглошліфувального верстата моделі 3Т161 а) та загальний вигляд експериментальних зразків регульованих радіальних ГСО б):
1 – гідростатична втулка; 2 – конічна втулка; 3 – гайка; 4 – передня бабка; 5 – шліфувальна бабка модернізованої конструкції; 6 – задня бабка

Дослідження характеристик точності верстата, оснащеного регульованими шпindelними ГСО, здійснено за показниками точності обробки партії зразків-виробів, які відповідають вимогам [133]. Точність обробки зразків-виробів оцінювалася за показниками точності геометричної форми, а саме відхиленням від круглості, та показниками

шорсткості оброблених шліфуванням поверхонь. Для цього, згідно рекомендацій [133, 132], розроблено конструкцію заготовки (рис. 3.2, а) та виготовлена дослідна партія зразків-виробів (рис. 3.2, б) в кількості 13 штук.

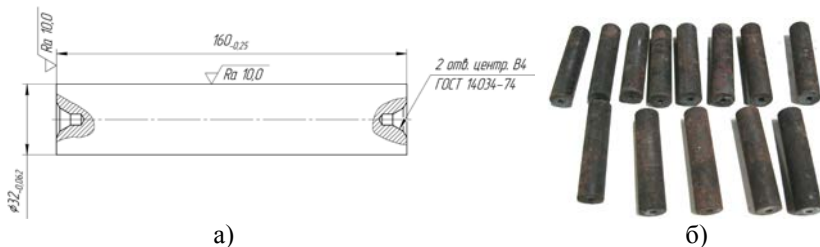


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема а) та партія заготовок зразків-виробів б)

Партія заготовок зразків-виробів зі сталі 40 виготовлена в однакових умовах і термооброблена до HRC 40..45. Після виготовлення партія заготовок зразків-виробів контролювалася на відповідність вимогам [133].

Обробка партії зразків-виробів (рис. 3.3) проводилася згідно рекомендацій [132]. Перед обробкою здійснювалася правка шліфувального круга алмазним олівцем. Заготовка встановлювалася в центрах. Крутний момент заготовці передавався за допомогою повідка планшайби передньої бабки верстата.



Рисунок 3.3 – Процес обробки а) заготовки врізним шліфуванням та загальний вигляд б) дослідної партії зразків-виробів

Зовнішня циліндрична поверхня заготовок оброблена врізним шліфуванням за напівавтоматичним циклом з двох боків в однакових

умовах при забезпеченні наступних режимів різання: глибина різання $t=0,5$ мм, частота обертання заготовки $n_{\text{заг}}=300$ хв⁻¹, швидкість шліфувального круга $V_{\text{кр}}=35$ м/с, робоча подача $S_{\text{рп}}=2$ мм/хв; час виходжування – 6 с. Ширина шліфування становить 60 мм.

Партія заготовок була поділена на три групи, причому кожній групі відповідає постійне значення зазору δ_0 . Режими обробки не змінювалися для всієї партії.

Після попереднього налагодження проводилося вимірювання відхилень від круглості партії оброблених шліфуванням заготовок на кругломірі мод. 289 (рис. 3.4).

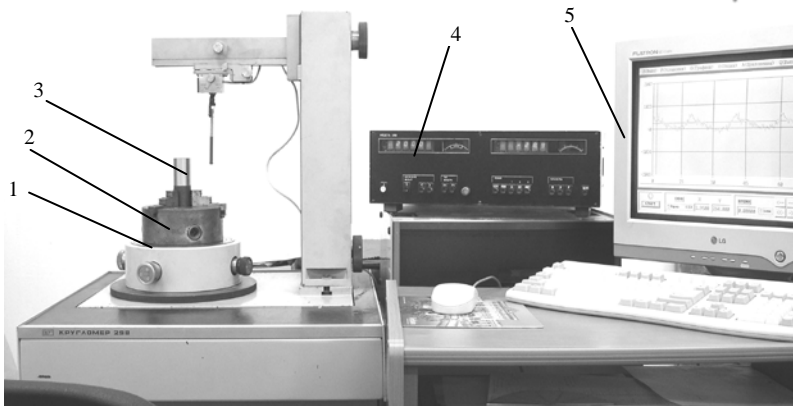


Рисунок 3.4 – Вимірювання відхилень від круглості оброблених шліфуванням поверхонь зразків-виробів: 1 – стіл; 2 – патрон; 3 – зразок-виріб; 4 – електронний блок; 5 – ПК

Вимірювання відхилень від круглості зовнішньої циліндричної поверхні здійснювалося в десяти поперечних перерізах (рис. 3.5) по довжині зразка-виробу. Далі відбувався запис круглограм в десяти поперечних перерізах партії зразків-виробів з наступною цифровою обробкою на ПК. Здійснювалася статистична обробка результатів вимірювання за методикою [59]. Для статистичної обробки і аналізу результатів вимірювання в пакеті MathCAD розроблена спеціальна програма.

Для визначення значення відхилень радіальної координати контуру поперечного перерізу зразка-виробу в мікрометрах проводився запис круглограм зовнішньої циліндричної поверхні еталонного зразка.

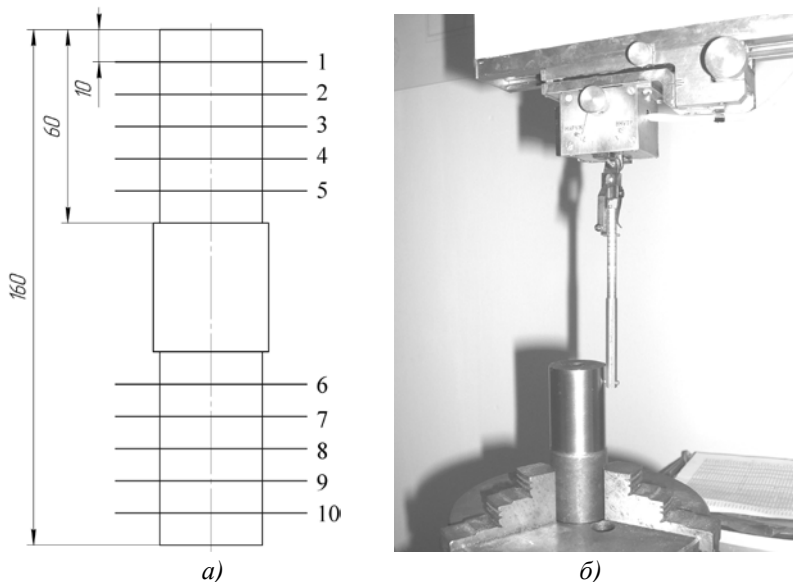


Рисунок 3.5 – Схема розташування поперечних перерізів а) для вимірювання відхилень від круглості по довжині зразка-виробу та встановлення щупа для виміру в перерізі №1

В процесі досліджень отримані круглограми оброблених шліфуванням поверхонь зразків-виробів (рис. 3.6). Круглограми на рис. 3.6, а, б, в приведені при збільшенні – 2000, на рис. 3.6, г, д, е – 10000.

Круглограми поверхонь, оброблені на верстаті з регульованими шпиндельними ГСО, майже не мають хвилястості (рис. 3.6, а – в). На круглограмах видно незначні зміни форми поверхні у вигляді огранювання. Амплітуда хвилі при цьому не перевищує 3 мкм при періоді по куту повороту шпинделя $5...10^\circ$ (див. рис. 3.6, г – е). Обробка зразків-виробів здійснена при частоті обертання шпинделя передньої бабки 300 хв^{-1} , тому період хвилястості в часі складає $0,0027...0,0055 \text{ с}$, що відповідає частоті $182...370 \text{ Гц}$.

Для аналізу точності обробки на круглограмах визначено прилегло коло мінімального діаметра, описане навколо реального профілю поверхні. Відносно прилеглого кола визначено усереднені показники (математичне сподівання) відхилень від круглості $m_{\Delta r}$ оброблених шліфуванням поверхонь партії зразків-виробів (рис. 3.7).

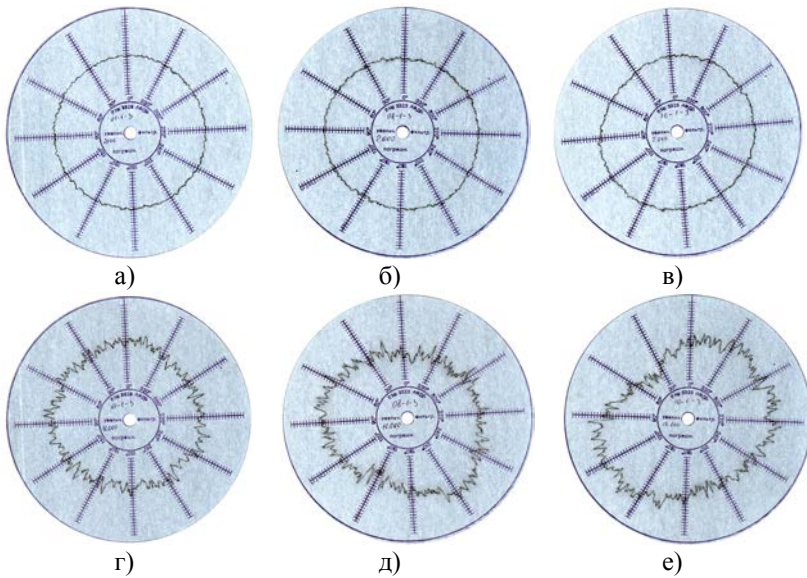


Рисунок 3.6 – Типові круглограми оброблених шліфуванням поверхонь зразків-виробів: а), з) – $\delta_0=20$ мкм; б), д) – $\delta_0=30$ мкм; в), е) – $\delta_0=40$ мкм

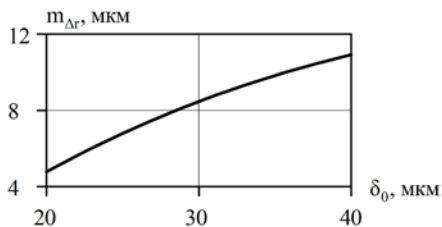


Рисунок 3.7 – Математичне сподівання відхилень від круглості $m_{\Delta r}$ поверхонь партії зразків-виробів в функції зазору δ_0 регульованих шпindelьних ГСО

Як видно з графіка на рис. 3.7, в процесі регулювання радіального зазору δ_0 в бік зменшення усереднені показники (математичне сподівання) відхилення від круглості поверхонь партії зразків-виробів зменшилися більш ніж в 2 рази. Середньо-квадратичне значення відхилень від круглості поверхонь партії зразків-виробів при регулюванні зазору δ_0 від 40 мкм до 20 мкм незначно зменшується (в межах 20 %).

Частотний склад круглограм партії зразків-виробів встановлювався методами спектрального аналізу контуру оброблених шліфуванням поверхонь. Порівняльний аналіз спектрів, одержаних обробкою трьох груп заготовок при варіюванні величиною δ_0 на торцекруглошліфувальному верстаті 3Т161 з модернізованою конструкцією шліфувальної бабки, дав можливість визначити вплив ГСО шпинделя на показники точності верстата.

Спектральний аналіз здійснено за результатами математичного опису контуру оброблених поверхонь партії зразків-виробів. Для математичного опису зовнішньої циліндричної поверхні заготовки здійснено її експериментальне вимірювання на кругломірі з наступною цифровою обробкою. Дискретні значення ординати перерізу поверхні заготовки виміряно в 4098 точках (через $1,533 \times 10^{-3}^\circ$ по куту).

Для опису форми заготовки здійснена інтерполяція дискретних значень ординат контуру перерізу заготовки кубічними сплайнами. Для цього використані вбудовані функції *cspline* і *interp* пакету MathCAD. Круглограми профілю (відповідають круглограмам на рис. 3.6), одержані сплайн-інтерполяцією дискретних значень профілю зразків-виробів, наведені на рис. 3.8.

Виконано математичний опис форми зразків-виробів за допомогою ряду Фур'є, що включає 80 гармонік і відповідає частотному діапазону 0...400 Гц. При цьому форма поперечного перерізу заготовки описана залежністю:

$$r(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{80} (a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi), \quad (3.1)$$

де a_0 , a_k , b_k – коефіцієнти ряду Фур'є, який описує форму заготовки.

Розклад в ряд Фур'є форми зразків-виробів подано у вигляді суми синусоїдальних функцій-складових гармонік розкладу:

$$r(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{80} A_m k \sin(k\varphi + \psi_k), \quad (3.2)$$

де $A_m k$, ψ_k – амплітуда і початкова фаза k -ї гармоніки.

Коефіцієнти, амплітуди і початкові фази ряду (3.2) знайдені шляхом розрахунків за формулами [144]:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} r(\varphi) d\varphi, \quad a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} r(\varphi) \cos(k\varphi) d\varphi, \quad b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} r(\varphi) \sin(k\varphi) d\varphi,$$

$$Am_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad \psi_k = \arctg \frac{a_k}{b_k}. \quad (3.3)$$

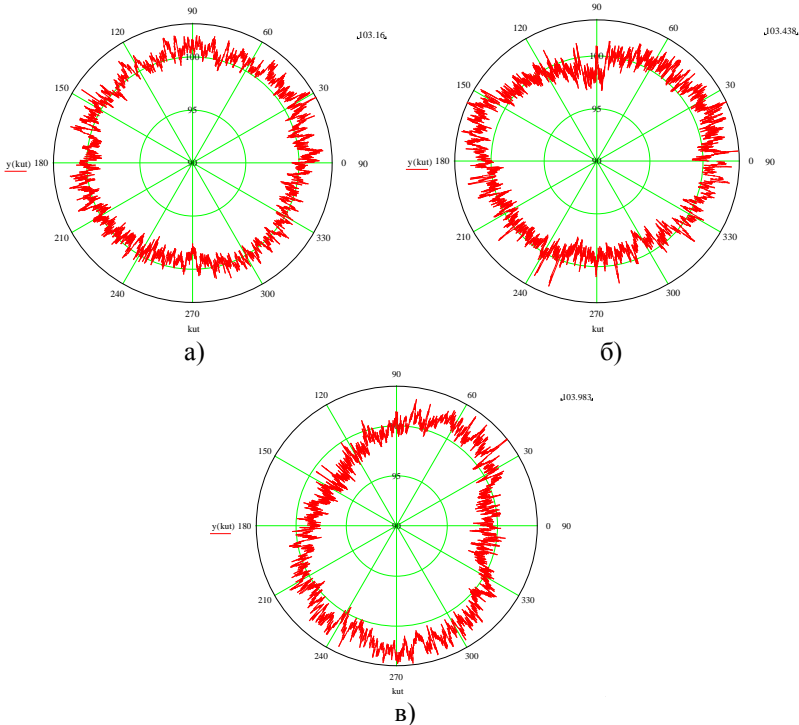


Рисунок 3.8 – Опис форми зразків-виробів кубічними сплайнами, які згладжують виміряні дискретні значення ординат контуру зразків-виробів: а) – $\delta_0=20$ мкм; б) – $\delta_0=30$ мкм; в) – $\delta_0=40$ мкм

Знаходження коефіцієнтів ряду Фур'є, амплітуд і початкових фаз гармонік здійснено в програмному середовищі MathCAD, результати розрахунків для круглограми на (рис. 3.8, а) приведені на рис. 3.9.

Значення коефіцієнтів ряду, амплітуд і початкових фаз утворюють спектр контуру обробленої поверхні зразка-виробу. На рис. 3.10 - 3.11 наведено в різних масштабах визначені в пакеті MathCAD спектри

амплітуд гармонік Am_k ряду Фур'є контуру поперечного перерізу поверхонь зразків-виробів, оброблених при величинах зазору: $\delta_0=20$ мкм; 30 мкм; 40 мкм. Суттєвими є амплітуди гармонік з номерами до четвертої включно (відповідають частотам до 20 Гц).

$a_k=$	1	0.272	$b_k=$	1	0.552	$Am_k=$	1	0.616	$\psi_k=$	1	26.267
	2	0.094		2	0.07		2	0.118		2	53.248
	3	-0.18		3	-0.015		3	0.18		3	85.345
	4	-0.112		4	0.223		4	0.249		4	-26.691
	5	-0.024		5	0.117		5	0.12		5	11.558
	6	-0.035		6	0.029		6	0.046		6	-50.127
	7	0.089		7	-0.095		7	0.13		7	-43.078
	8	$2.6 \cdot 10^{-3}$		8	0.04		8	0.04		8	3.676
	9	0.084		9	0.016		9	0.086		9	79.406
	10	$-3.3 \cdot 10^{-4}$		10	0.068		10	0.068		10	-0.278

Рисунок 3.9 – Розрахунок коефіцієнтів ряду Фур'є, амплітуд і початкових фаз гармонічного ряду, який описує форму зразка-виробу

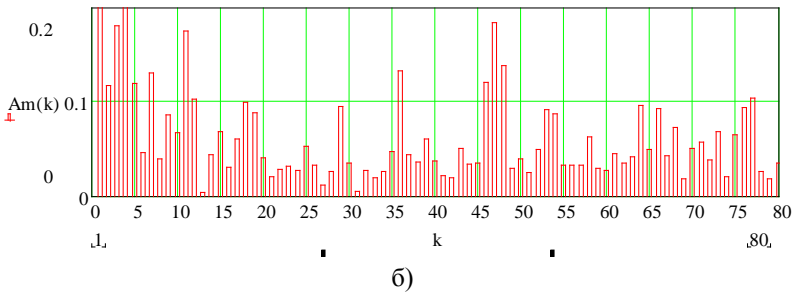
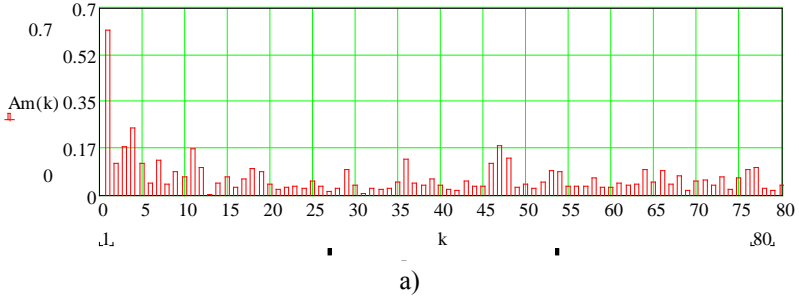
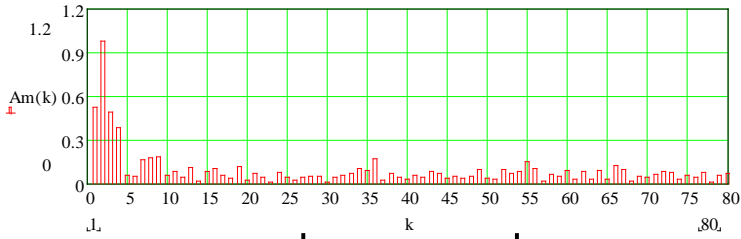
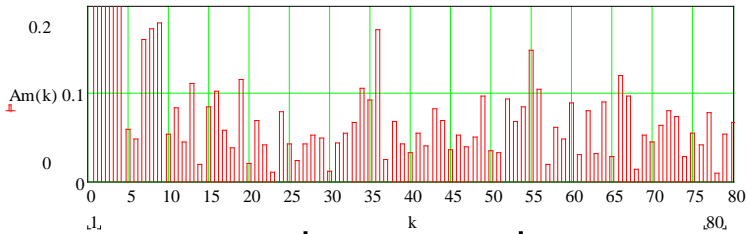


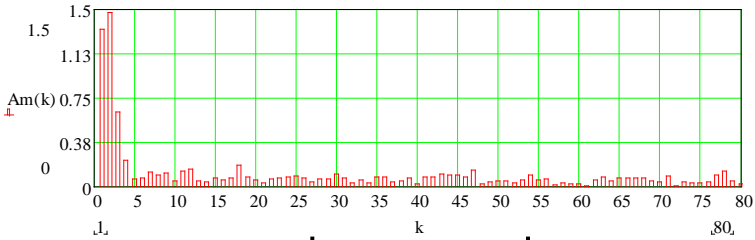
Рисунок 3.10 – Спектр амплітуд гармонік контуру поперечного перерізу поверхонь зразків-виробів оброблених при $\delta_0=20$ мкм



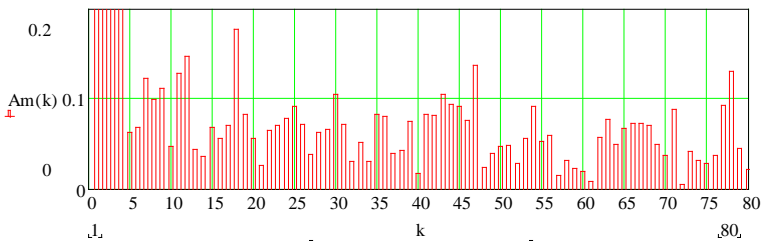
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.11 – Спектри амплітуд гармонік контуру поперечного перерізу поверхонь зразків-виробів оброблених при: а), б) $\delta_0=30$ мкм; в), г) $\delta_0=40$ мкм

З аналізу спектра амплітуд зразків-виробів оброблених при зазорі $\delta_0=20$ мкм випливає, що найбільше значення має перша гармоніка, яка характеризує ексцентриситет контуру обробленої поверхні. У спектрі амплітуд (див. рис. 3.10, а, б) простежується ряд груп гармонік близьких періодів. Це, зокрема, гармоніки з номерами 10, 11, 12 (перша група); 17, 18, 19 (друга група); 35, 36, 37 (третья група); 46, 47, 48 (четверта група). Зазначені групи гармонік відповідають складовим процесу з наявністю биття. Інші гармоніки мають нерегулярні зміни.

Спектр амплітуд гармонік контуру зразка-виробу другої групи ($\delta_0=30$ мкм) характеризується зростанням амплітуд його суттєвих гармонік в порівнянні з першою групою, причому найбільшого значення набуває гармоніка номер 2, яка характеризує овальність контуру заготовки (рис. 3.11, а). Аналогічна тенденція простежується і спектрі амплітуд зразка-виробу третьої групи ($\delta_0=40$ мкм), що характеризується ще більшим зростанням амплітуд суттєвих гармонік.

Статистичною обробкою спектрів партії зразків-виробів отримано математичне сподівання амплітуд суттєвих гармонік для трьох груп заготовок (рис. 3.12).

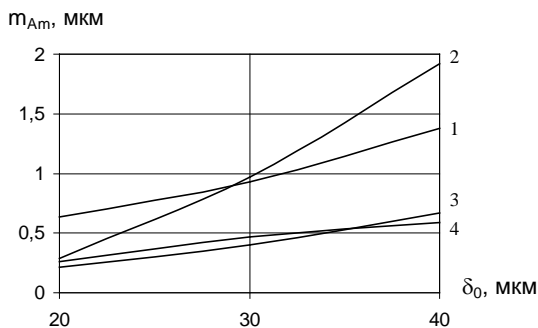


Рисунок 3.12 – Математичне сподівання амплітуд суттєвих гармонік m_{Am} поверхонь партії зразків-виробів в функції зазору δ_0 регульованих шпиндельних ГСО (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Як видно з графіків на рис. 3.12, зменшення зазору в регульованих ГСО шпинделя сприяє спаданню амплітудних значень всіх суттєвих гармонік спектру. Причому, найбільший вплив регулювання величиною δ_0 чинить на амплітуду другої гармоніки. Відмічені особливості якісно

співпадають з тенденціями, що визначені в результаті аналізу теоретичних спектрів для токарного верстату з регульованими ГСО шпинделя (див. рис. 2.19 – 2.21).

Порівнянням результатів спектрального аналізу контуру зразків-виробів трьох груп встановлено, що верстат зі шпindelними регульованими ГСО забезпечує зниження значення амплітуди овальності контуру оброблених поверхонь в 6 – 7 разів, амплітуд ексцентричності, огранювання контуру – в 2 – 3 рази. Це пояснюється значним підвищенням жорсткості і демпфування у верстаті, оснащеному регульованими ГСО спеціальної конструкції.

Спектральний аналіз доповнений кореляційним аналізом круглограм оброблених поверхонь зразків-виробів.

Враховуючи попередньо отриману функціональну залежність для відхилень Δr радіальної координати поверхонь зразків-виробів по куту φ , найбільш зручним способом обчислення кореляційної функції $R(\tau)$ є безпосереднє інтегрування випадкової реалізації $\Delta r(t)$ у вигляді:

$$R(\tau) = \frac{\int_0^{t-\tau} \Delta r(t) \cdot \Delta r(t + \tau) dt}{t - \tau}, \quad (3.4)$$

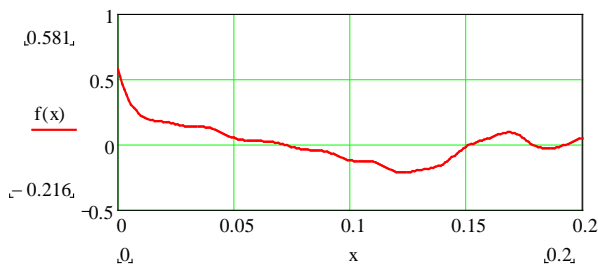
де τ – аргумент кореляційної функції, який визначається як різниця в часі $\tau = t' - t$.

Функція $\Delta r(t)$, яка входить до виразу (3.4), визначалася з функціональної залежності $\Delta r(\varphi)$ шляхом переведення кута φ в час t при відомій частоті обертання шпинделя 300 хв^{-1} , що відповідає часу одного обороту шпинделя $T_{\text{ш}} = 0,2 \text{ с}$.

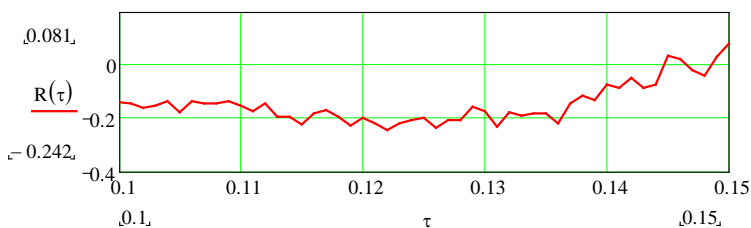
Обчислення визначеного інтеграла у формулі (3.4) є достатньо трудомісткою процедурою. Тому для скорочення часу обчислень засобами MathCAD знаходяться значення кореляційної функції в окремих точках. При цьому формується масив значень y у функції $R(\tau)$ та масив x дискретних значень аргументу функції τ . Наприклад, для круглограми приведеної на рис. 3.6, а зазначені масиви в пакеті MathCAD мають вигляд:

```
yy := (0.581 0.224 0.175 0.139 0.126 0.051 0.027 0.008 -0.038 -0.055 -0.121 -0.133 -0.211 -0.195 -0.15 -0.018 0.048 0.09 -0.012 -0.018 0.048)
xx := (0 0.01 0.02 0.03 0.04 0.05 0.06 0.07 0.08 0.09 0.1 0.11 0.12 0.13 0.14 0.15 0.16 0.17 0.18 0.19 0.2)
```

З метою одержання згладженої залежності здійснена інтерполяція отриманих дискретних значень кубічними сплайнами $vv := cspline(vx, vy)$, $f(x) := \text{interp}(vv, vx, vy, x)$. На рис. 3.13, а наведена отримана залежність в графічному вигляді, що представляє собою кореляційну функцію випадкового процесу відхилень $\Delta r(t)$ ординати круглограми.



а)

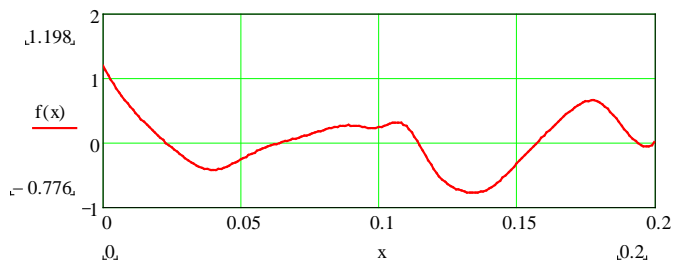


б)

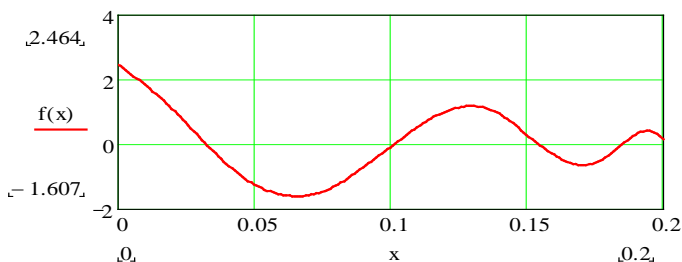
Рисунок 3.13 – Кореляційна функція круглограми обробленої поверхні при $\delta_0=20$ мкм в регульованих ГСО шпинделя, визначена засобами пакета MathCAD (графіки на рис. а, б визначають кореляційну функцію в різних масштабах по осі абсцис)

За аналогічною методикою побудовані графіки на рис. 3.14, які визначають кореляційну функцію круглограм на рис. 3.6, б, в.

Кореляційна функція круглограми поверхні, обробленої при $\delta_0=20$ мкм в ГСО, має тенденцію більш різкого зниження, ніж кореляційні функції круглограм поверхонь, оброблених при $\delta_0=30, 40$ мкм. Кореляційна функція має довгоперіодичну складову приблизно 0,17 с, а також короткоперіодичні – в межах 0,002...0,005 с (див. рис. 3.13 б), що відповідають періоду хвилястості круглограми.



а)



б)

Рисунок 3.14 – Кореляційні функції круглограм оброблених поверхонь зразків-виробів, визначені засобами пакета MathCAD: а) – $\delta_0=30$ мкм; б) – $\delta_0=40$ мкм

На графіках кореляційних функцій (див. рис. 3.14) простежуються дві довгоперіодичні складові з періодами $T_1=0,11\dots 0,13$ с та $T_2=0,17\dots 0,19$ с. Це обумовлюється впливом як ексцентричності контуру з періодом $T_2 \approx T_{ш}$, так і овальності контуру оброблених поверхонь з періодом $T_1 \approx T_{ш}/2$. Зазначене явище чітко простежується на відповідних круглограмах (див. рис. 3.6) та спектрах (див. рис. 3.11). Наявність в кореляційній функції круглограми поверхні, обробленої при $\delta_0=20$ мкм, довгоперіодичної складової з періодом $T \approx T_{ш}$ свідчить про ефективне зменшення періодичної складової, пов'язаної з овальністю контуру поверхні, яка на графіку рис. 3.13, а не простежується.

При дослідженнях впливу регулювання зазору в ГСО на шорсткість оброблених поверхонь зразків-виробів здійснювали вимірювання параметрів шорсткості на профілографі-профілометрі моделі 201 (рис. 3.15).

Перед вимірюванням здійснювалося попереднє налагодження приладу за методикою [38].

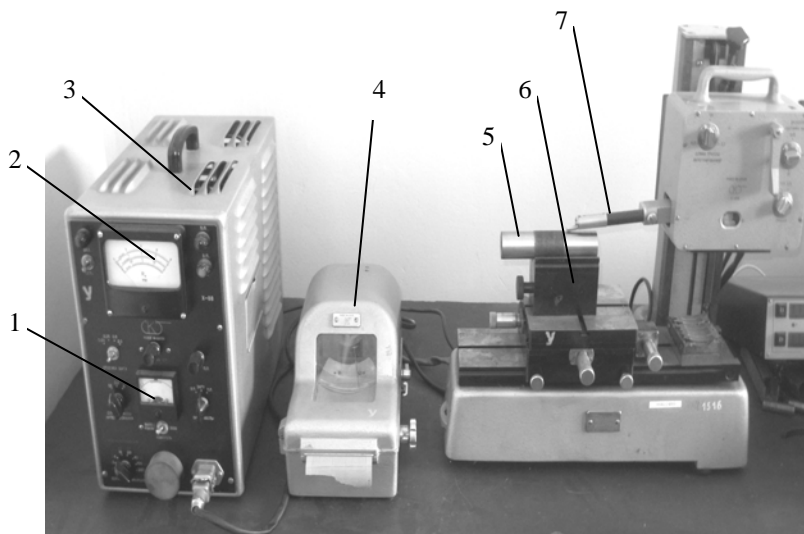


Рисунок 3.15 – Вимірювання шорсткості поверхні зразка-виробу на профілографі-профілометрі моделі 201: 1 – контрольна шкала; 2 – міліамперметр; 3 – електронний блок; 4 – записуючий прилад; 5 – зразок-виріб; 6 – призма; 7 – вимірювач

При роботі приладу в режимі профілометру здійснювалося вимірювання шорсткості по параметру R_a обробленої шліфуванням поверхні зразка-виробу в десяти точках (див. рис. 3.5, а). Для кожної заготовки партії додатково проводили запис в збільшеному масштабі профілю мікронерівностей на електротермічному папері. Паралельність руху вимірювача 7 відносно досліджуваної поверхні зразка 5 встановлювалася регулюванням вузла нівелювання приладу.

Статистична обробка результатів вимірювання шорсткості здійснювалася за методикою [59]. Для автоматизації обробки та аналізу результатів вимірювання шорсткості застосовувався пакет MathCAD.

На рис. 3.16 приведені профілограми оброблених поверхонь трьох груп досліджуваних зразків-виробів. З аналізу профілограм видно, що середній крок S місцевих виступів профілю в межах базової довжини 80 мкм становить приблизно 25 мкм для всіх груп зразків-виробів.

Найбiльша висота нерiвностей профiлю Rmax становить: для зазору $\delta_0=20$ мкм в регульованих ГСО – 3,5 мкм; для зазору $\delta_0=30$ мкм – 5 мкм; для зазору $\delta_0=40$ мкм – 6,5 мкм.

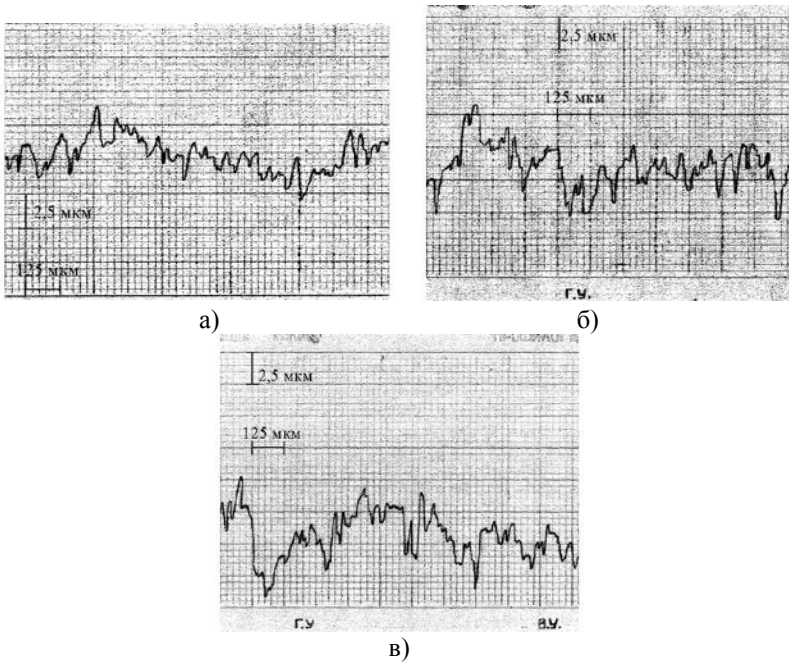


Рисунок 3.16 – Типові профiлограми оброблених поверхонь зразкiв-виробiв: а) $\delta_0=20$ мкм; б) $\delta_0=30$ мкм; в) $\delta_0=40$ мкм

Одержанi експериментальнi значення шорсткостi партii зразкiв-виробiв були обробленi методами математичної статистики, в результатi чого отриманi статистичнi характеристики шорсткостi оброблених рiзанням поверхонь зразкiв-виробiв в функцii регульованого зазору δ_0 (рис. 3.17). Як видно з рис. 3.17, зменшення зазору в регульованих ГСО шпинделя дозволило знизити математичне сподiвання шорсткостi оброблених поверхонь зразкiв-виробiв в 1,3 рази, а середнє квадратичне вiдхилення шорсткостi – в 1,5 рази. Вiдмiчене явище обумовлено зростанням показникiв радiальної, поперечно-кутової жорсткостей та вiдповiдних ним демпфувань при зменшеннi радiального зазору в ГСО шпинделя.

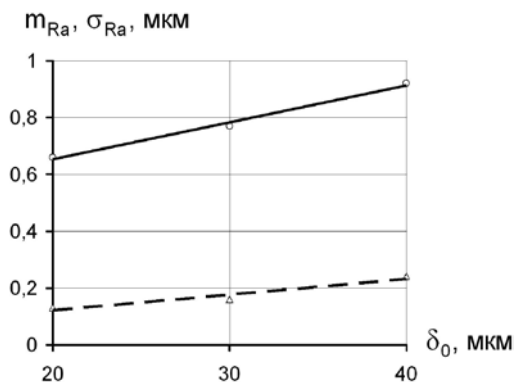


Рисунок 3.17 – Характеристики математичного сподівання m_{Ra} (суцільна лінія) та середнього квадратичного відхилення σ_{Ra} (штрихова крива) шорсткості поверхонь зразків-виробів, одержані побудовою ліній регресії

Таким чином встановлено, що регулювання величиною зазору δ_0 в опорних вузлах шпинделя дозволяє підвищити якість оброблюваних різанням поверхонь деталей.

3.2 Аналіз точності оброблення зразків-виробів на токарному верстаті

Розглянемо особливості аналізу точності оброблення зразків-виробів на токарному верстаті УТ16А (див. рис. 2.23). Партія зразків-виробів (див. рис. 2.48) виготовлена зі сталі 45 ГОСТ 1050-88 в однакових умовах відповідно до вимог стандарту [133], без термообробки. Обробка партії зразків-виробів здійснювалась відповідно до рекомендацій стандарту [136]. Заготовки закріплювались на конічній поверхні прецизійної оправки (див. рис. 2.24). Обробку здійснювали токарним прохідним прямим різцем з пластиною з твердого сплаву Т15К6, з кутами $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\gamma = 10^\circ$.

Вимірювання відхилення від круглості партії оброблених зразків-виробів здійснювалось на вимірювальному комплексі на базі кругломіра моделі 298 (рис. 3.19).

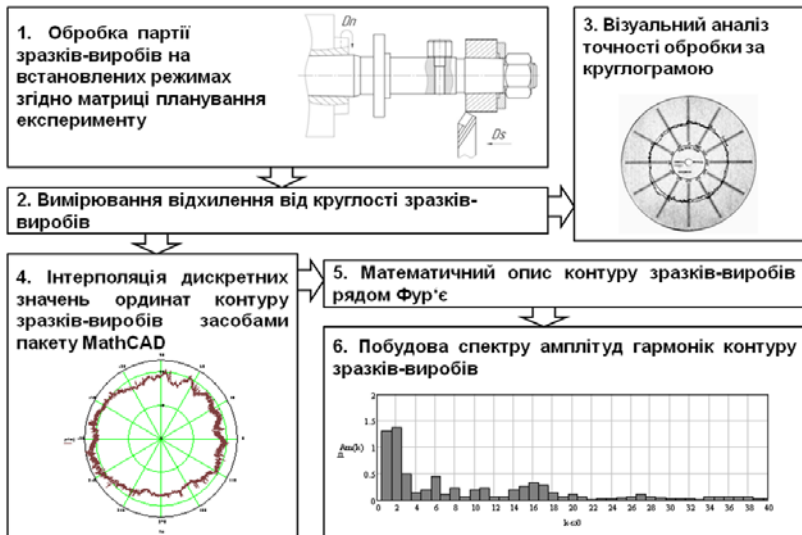


Рисунок 3.18 – Структура методики дослідження точності шпindelьного вузла токарного верстата за показником точності форми зразків-виробів

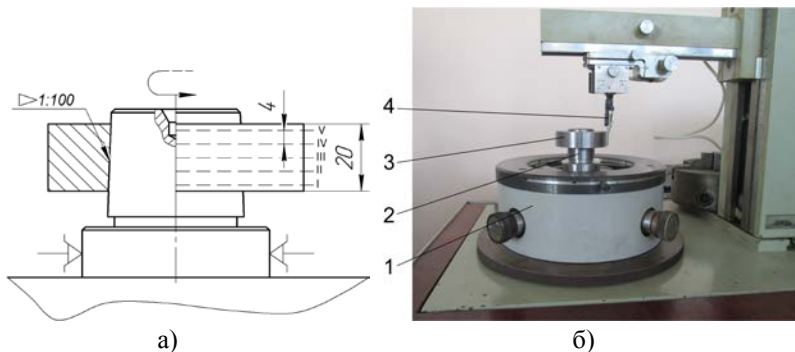


Рисунок 3.19 – Схема розташування поперечних перерізів по довжині зразка-виробу а) та встановлення зразка-виробу б) при вимірюванні відхилень від круглості на кругломірі моделі 298: 1 – стіл кругломіра, 2 – оправка, 3 – зразок-виріб, 4 – щуп

Зразки – вироби 3 встановлювали на конічну оправку 2, закріплену на столі 1 кругломіра. Проводилося попереднє налагодження приладу в ручному режимі, для чого здійснювалися почергово процедури

нівелювання і центрування досліджуваного зразка-виробу 3 в двох перпендикулярних площинах з контролем відхилень за шкалами приладу 4. Після цього відбувалося вимірювання відхилень від круглості зовнішньої циліндричної поверхні в п'яти поперечних перерізах по довжині зразка-виробу. Одночасно здійснювався запис круглограм в масштабі 1000:1 та відхилень радіальної координати контуру поперечного перерізу зразка в кодах АЦП для наступної цифрової обробки.

Відхилення від круглості визначали як суму абсолютних значень найбільших відхилень точок реальної поверхні по обидва боки від середньої лінії профілю [1, 82].

Статистична обробка результатів вимірювання здійснювалася за методикою [59].

Встановлення закономірностей формування точності верстата за показником точності форми зразків-виробів залежно від експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя та технологічних навантажень здійснювалось за планом багатофакторного експерименту. Параметром оптимізації є відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів, як один із стандартизованих показників точності верстата [134], а факторами, що впливають на параметр оптимізації є: режими різання (подача S_0 , частота обертання шпинделя n , глибина різання t), стичний дисбаланс $D_{ст}$ та тиск p_k в карманах ГСО шпинделя.

Зазвичай, експеримент реалізований для виявлення оптимальних умов протікання процесу можна адекватно описати поліномом 2-го порядку для чого незалежні фактор в матриці планування повинні варіюватися мінімум на 3-рівнях [37, 149]. За умови реалізації для обраного набору факторів трьохрівневого повного факторного експерименту типу 3^k необхідно виконати 243 експерименти, що є доволі трудомісткою задачею. Скоротити кількість експериментів можна застосувавши композиційне ортогональне планування 2-го порядку. Загальне число експериментів в матриці композиційного планування 2-го порядку для 5-ти факторів становить $N=27$ [37, 149]. На додачу при композиційному плануванні проводяться експерименти в «зіркових точках», що дає змогу розширити інтервал варіювання факторів.

Інтервали варіювання, рівні та натуральні значення факторів наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Рівні та інтервали варіювання факторів

Інтервал варіювання і рівні факторів	Натуральні значення факторів				
	п, хв ⁻¹	S ₀ , мм/об	t, мм	D _{ст.} · 10 ⁻⁶ кг·м	p _к , МПа
Інтервал варіювання	900	0,072	0,4	2150	1,0
Верхня «зіркова точка» (+1,414)	2770	0,23	1,4	7385	4,4
Верхній рівень (+1)	2400	0,2	1,2	6524	4,0
Нульовий рівень (0)	1500	0,128	0,8	4360	3,0
Нижній рівень (-1)	600	0,056	0,4	2219	2,0
Нижня «зіркова точка» (-1,414)	230	0,026	0,2	1303	1,6

В загальному випадку при плануванні експерименту методом ортогонального планування 2-го порядку при варіюванні n факторами математична модель має вигляд [37]:

$$y(x_1, x_2, \dots, x_n) = b_0' + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2, \quad (3.5)$$

де b_0 , b_i , b_{ij} , b_{ii} – коефіцієнти рівняння регресії.

Коефіцієнти рівняння регресії при ортогональному плануванні 2-го порядку визначають за формулами [37, 149]:

$$b_0' = \frac{1}{N} \sum_{g=1}^N \bar{y}_g - \sum_{g=1}^N b_{ig} \frac{x_{ig}^2}{N}, \quad (3.6)$$

де g та N – номер та кількість серій експериментів відповідно; i та n – порядковий номер та кількість факторів відповідно, $i = 1, 2, \dots, n$; \bar{y}_g – математичне сподівання результатів g -тої серії експериментів;

$$b_i = \frac{\sum_{g=1}^N x_{ig} \bar{y}_g}{\sum_{g=1}^N x_{ig}^2}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (3.7)$$

$$b_{ij} = \frac{\sum_{g=1}^N x_{ig} \cdot x_{jg} \cdot \bar{y}_g}{\sum_{g=1}^N (x_{ig} \cdot x_{jg})^2}, \quad i, j = 1, 2, \dots, n, \quad (3.8)$$

$$b_{ii} = \frac{\sum_{g=1}^N x_{ig}^2 \cdot \bar{y}_g}{\sum_{g=1}^N x_{ig}^2}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (3.9)$$

Статистичний аналіз результатів експерименту здійснювався за методикою [37, 149]. і складається з наступних етапів:

- оцінка дисперсії відтворюваності експерименту;
- оцінка значимості коефіцієнтів рівняння регресії
- оцінка адекватності моделі.

Оцінку дисперсії відтворюваності експерименту здійснювали за критерієм Кохрена, в результаті встановлено, що $G_{табл} = 0,138 > 0,075 = G_{розр}$, тобто відтворюваність результатів експерименту визнається.

Оцінку значимості коефіцієнтів рівняння регресії здійснювали за t – критерієм Стьюдента, Обчислене значення t – критерію порівнюється з табличним при заданому рівні значимості $\alpha = 0,05$ та відповідній кількості ступенів волі $f = N(n-1) = 27(5-1) = 108$. При $t > t_{табл}$ гіпотеза про значимість коефіцієнта рівняння регресії приймається. Результати перевірки значимості коефіцієнтів рівняння регресії наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 - Оцінка значимості коефіцієнтів рівняння регресії

Коефіцієнт	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_{12}	b_{13}	b_{14}	b_{15}
Числове значення коефіцієнта	8,86	1,26	1,08	1,04	0,97	-0,86	-0,14	-0,29	0,008	-0,13
Обчислене значення t – критерію	24,06	2,95	2,515	2,43	2,28	2,00	0,68	1,37	0,04	0,59
Табличне значення t – критерію	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982
Висновок про значимість	Знач.	Знач.	Знач.	Знач.	Знач.	Знач.	Не знач	Не знач	Не знач	Не знач

Продовження таблиці 3.2

Коефіцієнт	b ₂₃	b ₂₄	b ₂₅	b ₃₄	b ₃₅	b ₄₅	b ₁₁	b ₂₂	b ₃₃	b ₄₄	b ₅₅
Числове значення коефіцієнта	0,568	0,152	0,427	0,69	-0,56	-0,10	1,717	0,54	0,42	0,38	1,15
Обчислене значення <i>t</i> – критерію	2,65	0,708	1,993	3,23	2,61	0,472	6,08	1,93	1,5	1,36	4,07
Табличне значення <i>t</i> – критерію	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982
Висновок про значимість	Знач	Не знач	Знач.	Знач.	Знач.	Не знач	Знач.	Не знач	Не знач	Не знач	Знач

Коефіцієнти рівняння регресії, які визнано не значимими, в рівнянні регресії прирівняні нулю. В результаті отримано математичну модель в кодованих значеннях факторів:

$$\Delta_{кр} = 8,861 + 1,26X_1 + 1,07X_2 + 1,04X_3 + 0,976X_4 - 0,86X_5 + 0,57X_2X_3 + 0,43X_2X_5 + 0,69X_3X_4 - 0,56X_3X_5 + 1,717X_1^2 + 1,151X_5^2$$

Перевірка за критерієм Фішера підтвердила адекватність отриманої математичної моделі: з довірчою ймовірністю 0,95 розраховане значення критерія Фішера $F_{розр.} = 1,221$ не перевищує табличного $F_{табл.} = 1,763$.

Після переведення кодованих значень факторів в натуральні за залежностями:

$$X_1 = \frac{n - 1500}{900}, X_2 = \frac{t - 0,8}{0,4}, X_3 = \frac{S_0 - 0,128}{0,072}, X_4 = \frac{D_{ст} - 4360}{2150}, X_5 = \frac{p_k - 3}{1}$$

та здійснення серії алгебраїчних перетворень отримали математичну модель, що визначає залежність відхилення від круглості оброблених зразків-виробів від режимів різання, тиску в ГСО шпинделя та статичного дисбалансу при токарній обробці:

$$\Delta_{кр} = 22,56 + 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 + 1,51p_k^2 - 3,04 \cdot t + 2,51 \cdot S_0 - 1,175 \cdot 10^{-4} \cdot D_{ст} - 7,62 \cdot p_k - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n + 4,46 \cdot 10^{-3} D_{ст} \cdot S_0 - 7,76 \cdot S_0 \cdot p_k + 19,72 \cdot S_0 \cdot t + 1,067 \cdot p_k \cdot t. \quad (3.10)$$

З рівняння (3.10) шляхом присвоєння певним складовим фіксованих значень, що відповідають нульовому рівню варіювання факторів (див. табл. 3.1) отримано аналітичні залежності відхилення від круглості зразків-виробів зі сталі 45, оброблених на токарному верстаті зі шпинделем на ГСО:

$$\Delta_{кр} = f(D_{СТ}, t) = 4,539 \cdot 10^{-4} \cdot D_{СТ} + 2,69 \cdot t + 4,73,$$

$$\Delta_{кр} = f(S_0, t) = 19,72 \cdot S_0 \cdot t + 0,165 \cdot t - 1,32 \cdot S_0 + 6,88,$$

$$\Delta_{кр} = f(n, t) = 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n + 2,69 \cdot t + 9,37,$$

$$\Delta_{кр} = f(p_k, t) = 1,15 \cdot p_k^2 - 8,617 \cdot p_k - 0,513 \cdot t + 1,067 \cdot p_k \cdot t + 22,2,$$

$$\Delta_{кр} = f(p_k, n) = 1,15 \cdot p_k^2 + 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n - 7,76 \cdot p_k + 24,45,$$

$$\Delta_{кр} = f(p_k, S_0) = 1,15 \cdot p_k^2 - 7,76 \cdot S_0 \cdot p_k - 6,77 \cdot p_k + 37,75 \cdot S_0 + 16,96,$$

$$\Delta_{кр} = f(p_k, D_{СТ}) = 1,15 \cdot p_k^2 + 4,54 \cdot 10^{-4} \cdot D_{СТ} - 7,76 \cdot p_k + 19,81,$$

$$\Delta_{кр} = f(n, D_{СТ}) = 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n + 4,54 \cdot 10^{-4} \cdot D_{СТ} + 9,545,$$

$$\Delta_{кр} = f(S_0, D_{СТ}) = 4,464 \cdot 10^{-3} D_{СТ} \cdot S_0 - 5,0 \cdot S_0 - 1,175 \cdot 10^{-4} \cdot D_{СТ} + 7,523,$$

$$\Delta_{кр} = f(S_0, n) = 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n + 14,46 \cdot S_0 + 9,673.$$

Графічне відображення отриманих залежностей наведено на рис. 3.20.

Аналізуючи наведені на рисунку 3.20 графіки, можна зробити наступні висновки: зі збільшенням глибини різання в усіх випадках спостерігається зростання відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів. Це зумовлено головним чином зростанням зусилля різання, від якого прямо пропорційно залежать пружні деформації елементів технологічної оброблюючої системи та віброактивність шпиндельного вузла.

Залежність відхилення від круглості від тиску в карманах ГСО та частоти обертання шпинделя має екстремальний характер. При підвищенні частоти обертання шпинделя в діапазоні 500 – 1200 хв⁻¹ спостерігається зниження на 10% некруглості оброблених поверхонь зразків-виробів, що пояснюється зниженням величини сили різання при збільшенні швидкості різання V. При подальшому підвищенні частоти обертання шпинделя до 2500 хв⁻¹ некруглість зразків-виробів на 45-80%

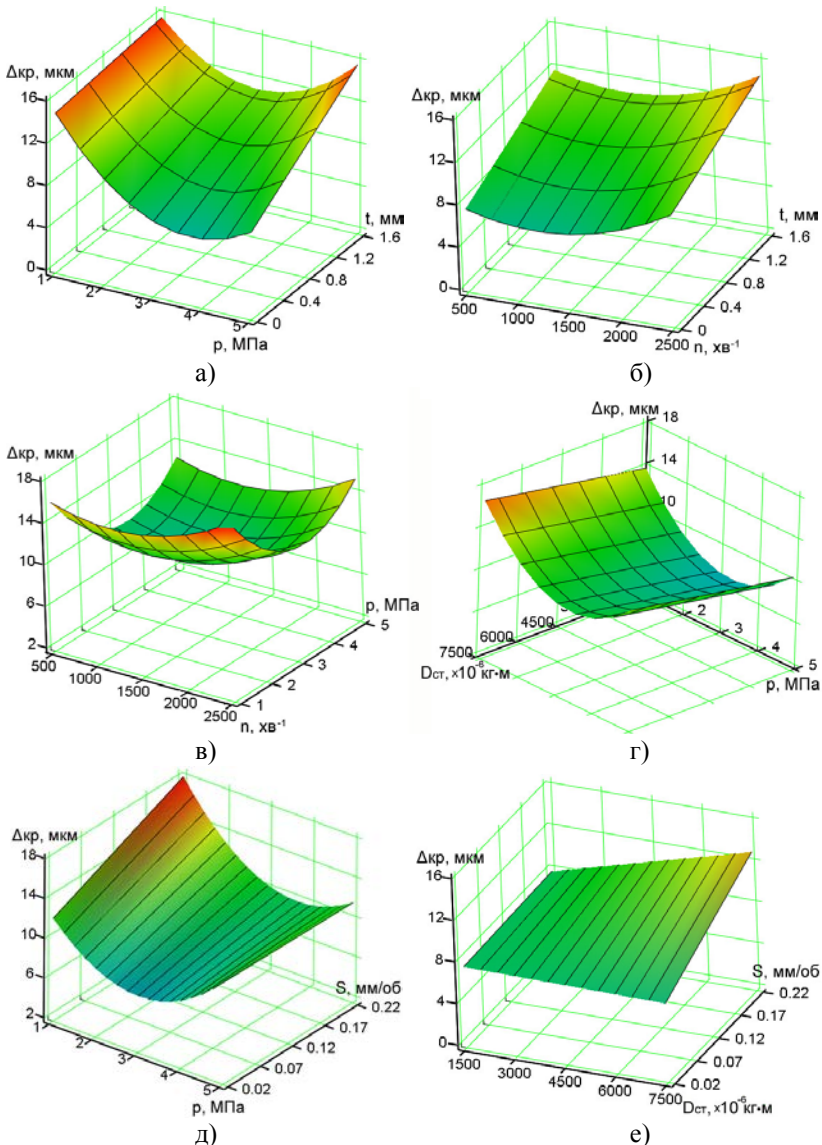


Рисунок 3.20 – Залежності відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів від тиску в ГСО шпинделя, режимів різання та статичного дисбалансу

зростає порівняно з мінімальним значенням, що пояснюється зростанням впливу відцентрової сили інерції зумовленої наявністю статичного дисбалансу на фоні подальшого зменшення величини складових сили різання. Ця сила пропорційна квадрату кутової швидкості ω обертання шпинделя (див. формулу 1.7), що обумовлює відповідне збільшення ексцентриситету обертання шпинделя та віброактивності ШВ.

При підвищенні тиску мастила в карманах ГСО шпинделя в діапазоні від 1,5 МПа до 3–3,5 МПа спостерігається зниження в 1,2–1,5 рази відхилення від круглості оброблених зразків-виробів, подальше збільшення тиску до 4,5–5 МПа призводить до зростання на 20–30% некруглості оброблених зразків-виробів. Зростання відхилення від круглості при малих значеннях тиску в карманах ГСО обумовлено недостатньою жорсткістю, а при збільшенні тиску – навпаки надмірною жорсткістю та зниженням демпфуючих властивостей мастильного шару. Зі зменшенням глибини різання оптимальна величина тиску в карманах ГСО, при якій досягається найменше значення відхилення від круглості оброблених зразків, зростає (рис. 3.20, а). Зі зростанням тиску в карманах ГСО вплив подачі на відхилення від круглості зменшується і при величині тиску 4,5–5 МПа на відхилення від круглості подача на оберт майже не впливає (рис. 3.20, д). При сталій частоті обертання шпинделя та мінімальних величинах глибини різання і подачі на оберт, що відповідають чистовій обробці, збільшення статичного дисбалансу на відхилення від круглості оброблених зразків-виробів практично не впливає (рис. 3.20, е).

Отримані залежності можуть бути використані при розробці практичних рекомендацій з вибору раціональних експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя.

При проведенні серії експериментів з метою детального дослідження впливу тиску в карманах ГСО на відхилення від круглості зразків-виробів тиск в карманах ГСО варіювався в межах від 2 до 4,5 МПа з інтервалом 0,5 МПа. Обробку зразків-виробів $\varnothing 75$ мм (див. рис. 2.48) зі сталі 45 ГОСТ 1050-88 здійснювали токарним прохідним прямим різцем з пластиною з твердого сплаву Т15К6, з кутами $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\gamma = 10^\circ$ при постійних режимах різання ($n=1500$ хв⁻¹, $t=0,6$ мм, $S_0=0,115$ мм/об), статичному дисбалансі $D_{ст}=4360 \cdot 10^{-6}$ кг·м,

температурі робочої рідини $25 \pm 2^{\circ}\text{C}$. Дослідження впливу частоти обертання шпинделя на відхилення від круглості зразків-виробів здійснювалось в діапазоні частот $n=600\text{--}2400 \text{ хв}^{-1}$ з інтервалом 300 хв^{-1} , при постійному тиску робочої рідини в карманах ГСО $p_k=3 \text{ МПа}$. Глибина різання і подача, статичний дисбаланс та температура робочої рідини були аналогічні експерименту з варіюванням тиску в карманах ГСО. В кожній серії повторних експериментів, при однакових, фіксованих значеннях тиску та частоти обертання шпинделя здійснювалась обробка 3-х зразків-виробів.

За результатами експериментальних досліджень встановлено залежності, якісне порівняння яких із залежностями, отриманими методом ортогонального планування 2-го порядку, свідчить про їх схожість (рисунок 3.21).

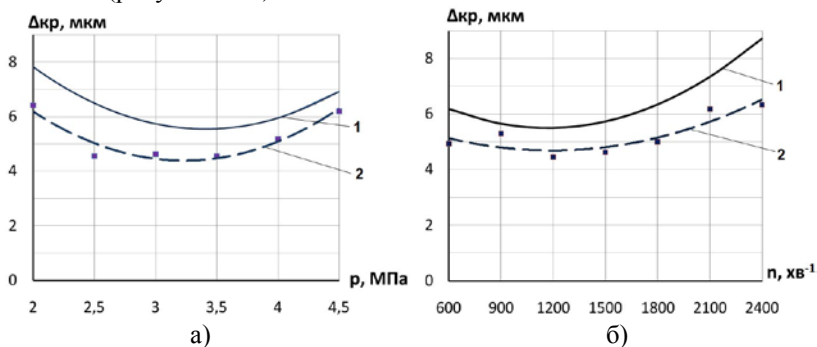


Рисунок 3.21 – Вплив тиску в карманах ГСО шпинделя а) та частоти обертання шпинделя б) на відхилення від круглості зразків-виробів:

1 – залежності отримані за математичною моделлю,

2 – експериментальні залежності

Розбіжність між теоретичними та експериментальними даними відхилення від круглості зразків-виробів при регулюванні тиску в карманах ГСО та частоти обертання шпинделя коливається в межах від 4,3 до 25,7% при відносній похибці вимірювання в межах 13,1%.

З метою кількісної оцінки взаємозв'язку між отриманими залежностями обчислили коефіцієнт парної кореляції [59] між масивами значень відхилень від круглості, отриманих за аналітичною залежністю та експериментальним шляхом:

$$r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}} = \frac{\sum_{i=1}^N (\Delta_{кр1i} - \overline{\Delta_{кр1}})(\Delta_{кр2i} - \overline{\Delta_{кр2}})}{N \cdot S_{\Delta_{кр1}} \cdot S_{\Delta_{кр2}}}, \quad (3.11)$$

де $\Delta_{кр1i}$, $\Delta_{кр2i}$ – порівнювані значення відхилення від круглості; $\overline{\Delta_{кр1}}$, $\overline{\Delta_{кр2}}$, $S_{\Delta_{кр1}}$, $S_{\Delta_{кр2}}$ – відповідно математичні сподівання та СКВ значень відхилення від круглості у порівнюваних масивах; N – кількість пар порівнюваних значень відхилення від круглості.

Достовірність коефіцієнта парної кореляції оцінювали шляхом порівняння з величиною основної похибки Δ_r , яка визначається за формулою [59]:

$$\Delta_r = \pm \frac{1 - r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^2}{\sqrt{N}}. \quad (3.12)$$

Забезпечення вимоги $\frac{r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}}{\Delta_r} > 4$, підтверджує достовірність визначення коефіцієнта парної кореляції [59].

Порівнювані масиви значень відхилень від круглості зразків-виробів, результати обчислення коефіцієнта парної кореляції та оцінки його достовірності приведено в таблиці 3.3.

Числові значення коефіцієнтів парної кореляції та їх достовірність кількісно свідчать про достатньо високий кореляційний зв'язок між експериментальними та аналітичними залежностями відхилення від круглості зразків-виробів від тиску робочої рідини в карманах ГСО та частоти обертання шпинделя. Це підтверджує адекватність встановлених аналітичних залежностей та можливість їх використовувати при розробці практичних рекомендацій з вибору раціональних режимів різання та експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя при токарній обробці.

Проведені дослідження впливу тиску в ГСО та частоти обертання шпинделя на відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів доповнено спектральним аналізом їх контуру. Засобами пакету MathCAD розраховано спектри амплітуд гармонік контуру поверхонь зразків-виробів при регулюванні тиску в карманах ГСО (рис. 3.22) та частоти обертання шпинделя (рис. 3.23).

Таблиця 3.3 – До визначення кореляційного зв'язку експериментальних залежностей відхилення від круглості зразків-виробів

n=var			p _к =var		
Частота обертання n, хв	Відхилення від круглості		Тиск в ГСО, p _к , МПа	Відхилення від круглості	
	Мат. модель Δ _{кр1} , мкм	Експеримент Δ _{кр2} , мкм		Мат. модель Δ _{кр1} , мкм	Експеримент Δ _{кр2} , мкм
600	6,09	4,94	2,00	7,39	6,42
900	5,54	5,30	2,50	6,06	4,56
1200	5,38	4,46	3,00	5,30	4,63
1500	5,60	4,63	3,50	5,12	4,56
1800	6,19	5,00	4,00	5,51	5,18
2100	7,17	6,18	4,50	6,48	6,20
2400	8,54	6,34			
Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^n = 0,895$			Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^p = 0,857$		
Похибка коефіцієнта кореляції		Δ _r =0,075	Похибка коефіцієнта кореляції		Δ _r =0,108
$\frac{r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^n}{\Delta_r} = \frac{0,895}{0,075} = 11,89 > 4$			$\frac{r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^p}{\Delta_r} = \frac{0,857}{0,108} = 7,95 > 4$		
Достовірність підтверджується			Достовірність підтверджується		

Якісний аналіз контуру поверхонь зразків-виробів та типових спектрів, отриманих при регулюванні тиску в карманах ГСО дозволяє зробити висновок, що найбільша точність форми зразків-виробів за показником відхилення від круглості досягається при тиску p_к=3МПа. Гармоніка №1, яка характеризує ексцентриситет контуру обробленої поверхні, є суттєвою при всіх значеннях тиску в карманах ГСО, найменше значення приймаючи в області тиску p_к=3 МПа. Гармоніка №2 суттєво проявляється при тисках 2 МПа та 4 МПа, що свідчить про овальність контуру обробленої поверхні при цих значеннях тиску. Огранювання контуру обробленої поверхні з числом хвиль, яке дорівнює трьом (гармоніка №3) істотно проявляється при тиску 2 МПа, зменшуючись при підвищенні тиску до 4 МПа.

Порівнюючи описані кубічними сплайнами контури поверхонь зразків-виробів та типові спектри, отримані при варіюванні частотою обертання шпинделя, приведені на рис. 3.23, можна зробити наступні

висновки: відхилення від правильної геометричної форми зразків-виробів при частоті обертання $n=600 \text{ хв}^{-1}$ зумовлені впливом складових сили різання, які з підвищенням швидкості різання зменшуються. Цим пояснюється відповідне зменшення при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ гармонік №1–8, які характеризують макро-відхилення контуру обробленої поверхні. Збільшення амплітуд гармонік №1–10 при частоті обертання $n=2400 \text{ хв}^{-1}$ пояснюється зростанням віброактивності ШВ внаслідок зростання відцентрової сили інерції, зумовленої статичним дисбалансом, яка пропорційна квадрату кутової швидкості ω обертання шпинделя.

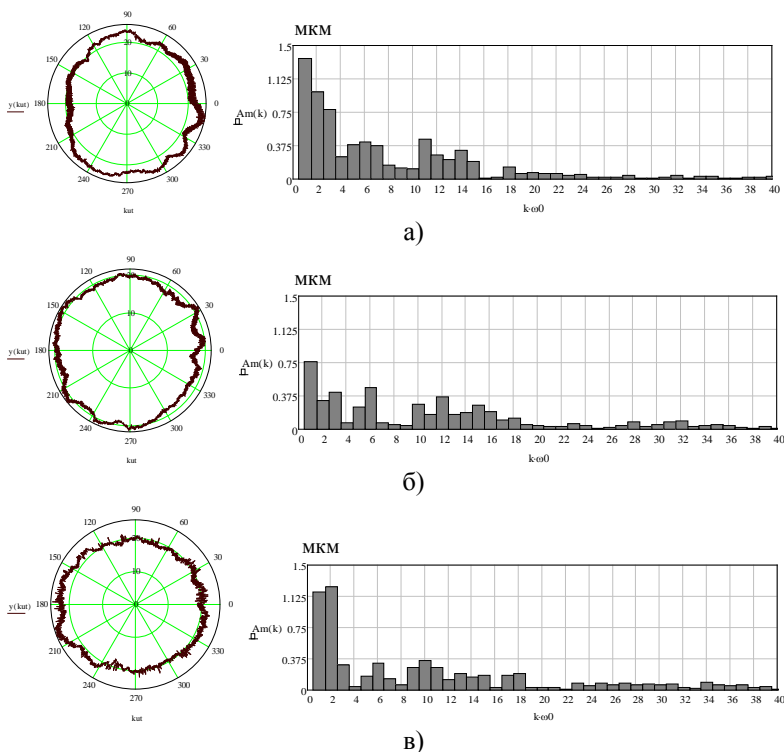


Рисунок 3.22 – Типові контури поверхонь зразків-виробів, апроксимовані кубічними сплайнами та спектри амплітуд гармонік контуру при регулюванні тиску в карманах ГСО шпинделя:

а) $p_k=2 \text{ МПа}$, б) $p_k=3 \text{ МПа}$, в) $p_k=4 \text{ МПа}$

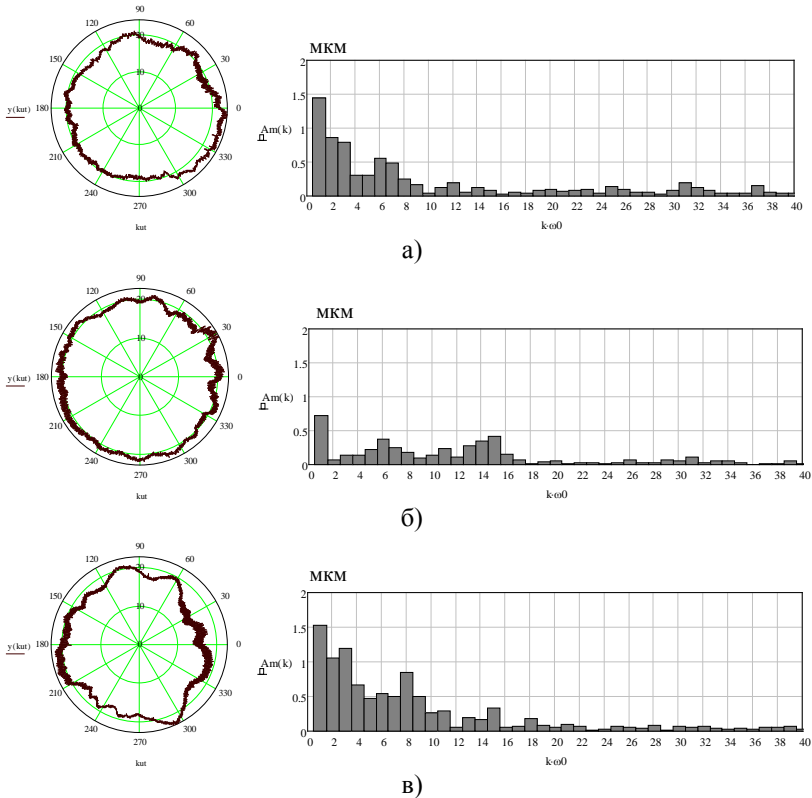


Рисунок 3.23 – Типові контури поверхонь зразків-виробів, апроксимовані кубічними сплайнами та спектри амплітуд гармонік контуру при варіюванні частотою обертання шпинделя: а) $n=600 \text{ хв}^{-1}$, б) $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, в) $n=2400 \text{ хв}^{-1}$

Для більш ґрунтовного аналізу закономірностей формування точності верстата за показником точності форми зразків-виробів здійснено статистичну обробку спектрів партій зразків-виробів оброблених при різних величинах тиску в карманах ГСО та частоти обертання шпинделя та визначено математичне сподівання амплітуд гармонік №1–8 (рис. 3.24).

Найбільш суттєвий вплив регулювання величиною тиску в карманах ГСО шпинделя чинить на амплітуди 1–3 гармонік, які в

діапазоні 2–3,5 МПа проявляють тенденцію до зниження в 1,3–2,3 рази і зростають в 1,2–2,1 рази при підвищенні тиску до 4,5 МПа. Аналогічна закономірність спостерігається і для гармонік №4–8 (за виключенням 5-ї гармоніки), математичне сподівання амплітуд яких знижується в середньому в 1,7 рази в діапазоні 2–3,5 МПа і зростає в 1,3 рази в діапазоні 3,5–4,5 МПа. Математичне сподівання амплітуд гармоніки №5 при збільшенні тиску з 2 до 4 МПа також знижується в 1,7 рази, проте при подальшому підвищенні тиску її величина практично не змінюється.

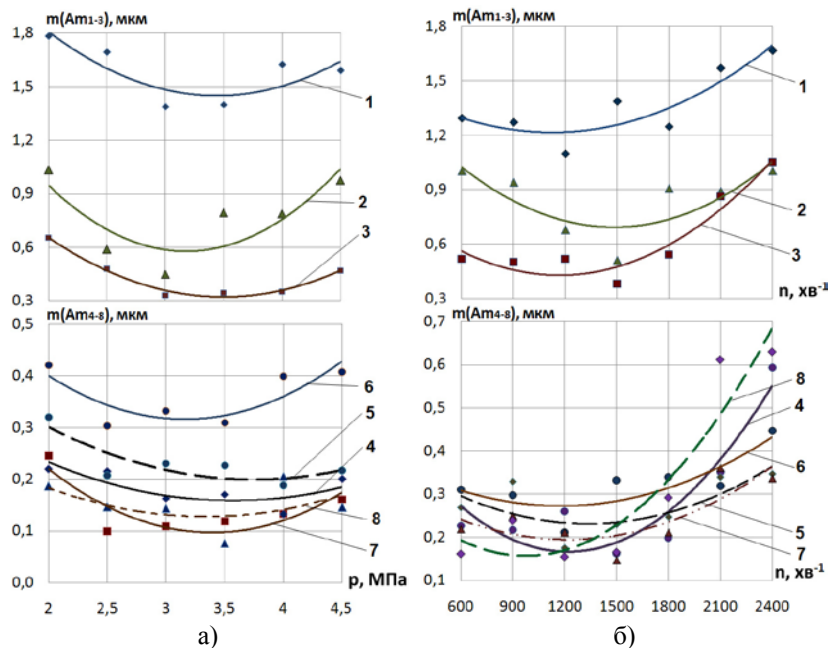


Рисунок 3.24 – Математичне сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру поверхонь зразків-виробів при регулюванні тиску в карманах ГСО а) та частоти обертання шпинделя б) (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Таким чином, ґрунтуючись на результатах серії експериментальних досліджень з виявлення впливу тиску в карманах ГСО на відхилення від круглості зразків-виробів можемо стверджувати, що зростання

значень відхилення від круглості зразків-виробів при підвищенні тиску робочої рідини в карманах ГСО з 3,5 МПа до 4–4,5 МПа, на наш погляд, обумовлюється зменшенням дисипативної сили у ГСО, пов'язаної зі швидкістю зближення опорних поверхонь підшипника. Підвищення тиску спричиняє відповідне збільшення радіальної жорсткості опори і, як наслідок, призводить до зменшення швидкостей зміщення шпинделя у радіальному напрямку ГСО. Зниження демпфуючих властивостей мастильного шару відповідно проявляється в зростанні математичного сподівання амплітуд гармонік спектру контру зразків-виробів, які впливають на формування похибок форми, хвилястості профілю обробленої поверхні в поперечному напрямку.

Математичне сподівання амплітуд практично всіх гармонік спектру при регулюванні частоти обертання шпинделя має тенденцію до незначного зменшення (в середньому на 20%) при підвищенні частоти обертання до 1200 хв⁻¹. Подальше зростання частоти 2400 хв⁻¹ в найбільшій мірі проявляється на амплітудах гармонік №3, 4, 8, які порівняно з величиною при частоті 1200 хв⁻¹ зростають відповідно в 2,1, 2,3 та 4 рази. Це пояснюється тим, що при наявності дисбалансу зростання частоти обертання зумовлює відповідне збільшення ексцентриситету та амплітуди коливань шпинделя, що викликає зростання перепаду тиску в карманах ГСО. Зазначене явище обумовлює відповідну зміну несучої здатності та жорсткості ГСО, які безпосередньо впливають на точність механічної обробки [112], а оскільки в шпindelному вузлі верстата УТ16А застосована 4-х карманна ГСО, то і зростання амплітуд 4-ї та кратної їй 8-ї гармоніки контуру поверхонь зразків-виробів обумовлене саме цим явищем.

При дослідженні впливу температури робочої рідини на показники точності шпindelного вузла на експериментальному стенді на базі токарного прецизійного верстата УТ16А (див. рис. 2.23) проведено дві серії експериментів: в режимі холостого ходу та при обробці дослідних зразків-виробів. В кожному режимі експлуатації верстата було виконано по дві серії дослідів: з тиском в карманах 2 МПа і 3 МПа.

При обробці зразків-виробів Ø75 мм (див. рис. 2.48) зі сталі 45 досліджувався одночасний вплив температури робочої рідини та тиску в карманах ГСО на точність форми оброблених поверхонь та параметри траєкторії обертання шпинделя. Обробку дослідних зразків-

виробів виконували в діапазоні температур $+20\dots+40^{\circ}\text{C}$ з інтервалом 5°C , при частоті обертання $n=1200 \text{ хв}^{-1}$, глибині різання $t=0,5 \text{ мм}$, подачі $S_0=0,058 \text{ мм/об}$. Обробку здійснювали токарним прохідним прямим різцем з пластиною з твердого сплаву Т15К6, з кутами $\varphi = \varphi_1 = 45^{\circ}$; $\alpha=8^{\circ}$; $\gamma=10^{\circ}$.

За результатами експериментальних досліджень отримано залежність відхилення від круглості зразків-виробів від температури та тиску робочої рідини в ГСО (рис. 3.25).

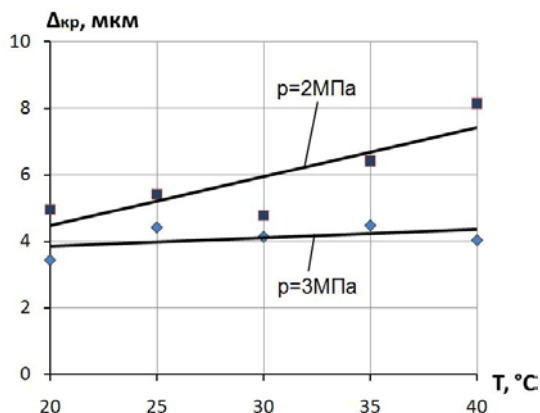


Рисунок 3.25 – Вплив тиску та температури робочої рідини в карманах ГСО шпинделя на відхилення від круглості зразків-виробів

Встановлено, що при тиску в карманах ГСО $p_k=2 \text{ МПа}$ підвищення температури робочої рідини з $+20^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$ призводить до зростання в 1,6 рази відхилення від круглості зразків-виробів. При підвищенні тиску до 3 МПа відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів зменшується у досліджуваному діапазоні температур в середньому в 1,5 рази. При цьому слід відзначити, що при забезпеченні сталого тиску в карманах ГСО $p_k=3 \text{ МПа}$ зростання температури робочої рідини на відхилення від круглості зразків-виробів практично не впливає.

Проведені дослідження впливу тиску та температури робочої рідини в ГСО на відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів доповнено спектральним аналізом їх контуру (рис. 3.26).

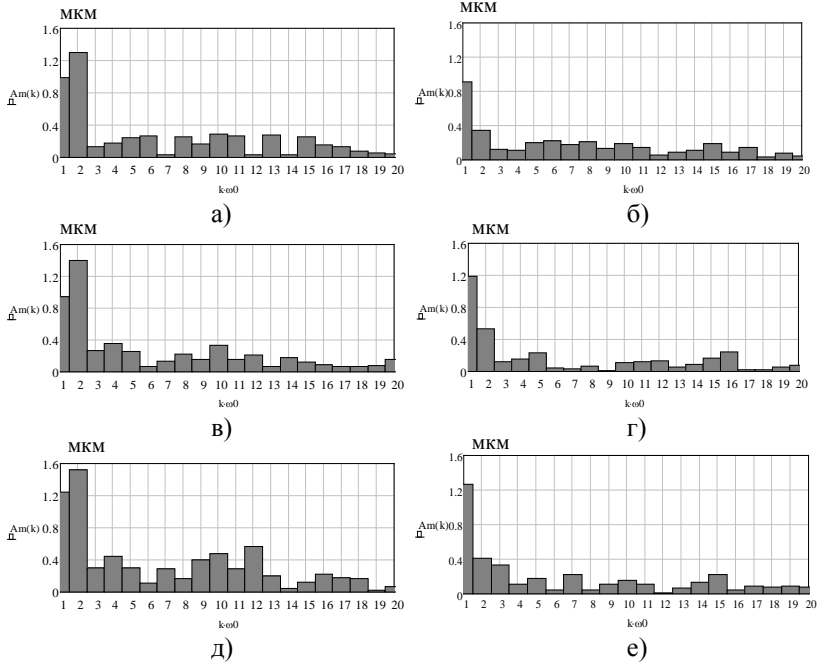


Рисунок 3.26 – Типові спектри амплітуд гармонік контуру поверхонь зразків-виробів при регулюванні тиску і температури робочої рідини в карманах ГСО шпинделя: а), в), д) – спектри при тиску $p_k=2$ МПа і температури 20°C, 30°C, 40°C відповідно; б), г), е) – спектри при тиску $p_k=3$ МПа і температури 20°C, 30°C, 40°C відповідно

Аналізуючи отримані спектри контуру зразків-виробів можемо зробити висновок, що при тиску в карманах ГСО $p_k=2$ МПа суттєво проявляються 1 та 2-га гармоніки (рис. 3.26, 3.27), які характеризують відповідно ексцентриситет та овальність контуру оброблених поверхонь. При цьому зі збільшенням температури робочої рідини з +20°C до +40°C математичні сподівання амплітуд цих гармонік мають тенденцію до незначного (в 1,2 рази) зростання. Математичні сподівання амплітуд гармонік №3–5 практично на порядок менші за амплітуди гармонік №1 і №2, проте з підвищенням температури в межах досліджуваного діапазону спостерігається тенденція до їх зростання в середньому в 2 рази. Математичне сподівання амплітуди 12-ї гармоніки також має стійку тенденцію до зростання і при

температурі $+40^{\circ}\text{C}$ на порядок перевищує її значення при температурі $+20^{\circ}\text{C}$. Це зумовлено проявленням при зростанні температури пульсацій тиску робочої рідини 12-ти лопатевого пластинчатого насосу типу БГ-12-4, який встановлений в системі живлення шпиндельних ГСО верстата УТ16А. Математичні сподівання амплітуд інших гармонік при тиску в карманах ГСО $p_k=2$ МПа мають нерегулярні зміни, незначно підвищуючись при зростанні температури.

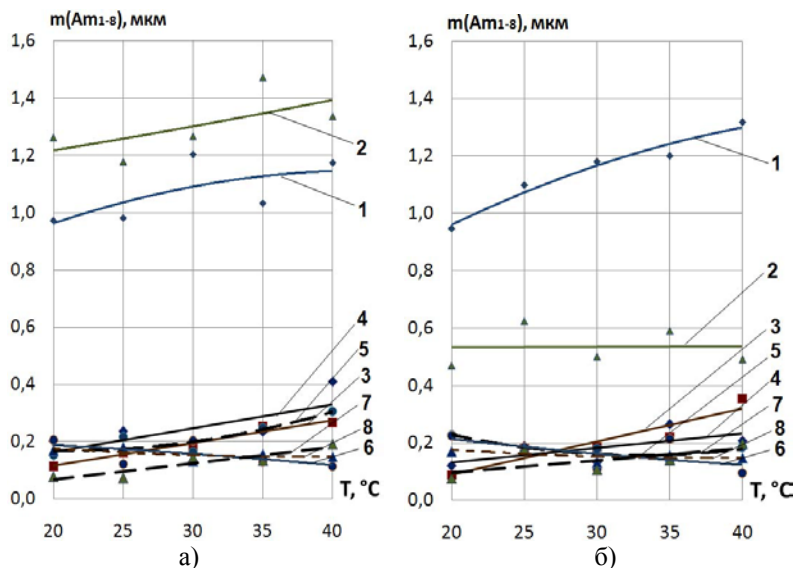


Рисунок 3.27 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру поверхонь зразків-виробів при варіюванні температурою та тиском робочої рідини в карманах ГСО шпинделя: а) $p_k=2$ МПа, б) $p_k=3$ МПа (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

При тиску в карманах ГСО шпинделя $p_k=3$ МПа (див. рис. 3.26, б, г, е) найбільш суттєво проявляється амплітуда 1-ї гармоніки, яка при зростанні температури робочої рідини з $+20^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$ збільшується в 1,4 рази. Математичне сподівання амплітуди 2-ї гармоніки практично не змінюється, 3-я гармоніка зростає в 4 рази. Величини математичних сподівань амплітуд інших гармонік є незначними і не мають суттєвої залежності від температури робочої рідини .

Встановлені закономірності впливу експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя та технологічних навантажень на формування точності верстата за показником точності форми зразків-виробів дозволять, виходячи з характеру технологічного навантаження, здійснювати вибір раціональних експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя при токарній обробці.

3.3 Взаємозв'язок статистичних характеристик траєкторій руху шпинделя та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів

Показники точності поверхонь деталі насамперед залежать від точності формоутворюючих рухів при її обробці [29, 76, 113, 116, 125, 169]. Тому оцінити обґрунтованість встановлених в попередніх підрозділах закономірностей формування показників точності шпindelного вузла можна шляхом встановлення взаємозв'язку статистичних характеристик траєкторій шпинделя та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів при регулюванні тиску, температури мастила в карманах ГСО, частоти обертання шпинделя. Здійснити таку оцінку можна порівнявши математичні сподівання амплітуд суттєвих гармонік контуру поперечного перерізу зразків-виробів та траєкторій радіус-вектора шпинделя.

Математичні сподівання амплітуд гармонік траєкторій та контуру зразків-виробів приведено до безрозмірного вигляду, що зробить більш зручним їх порівняння як величин одного порядку.

В першому наближенні взаємозв'язок математичних сподівань амплітуд гармонік траєкторій та контуру зразків-виробів оцінювали обчисливши за допомогою функції $corr(x,y)$ пакету MathCAD коефіцієнт парної кореляції між масивами значень амплітуд. Підтвердження достовірності визначення коефіцієнта кореляції дозволяє стверджувати про адекватність встановленого взаємозв'язку.

Результати порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених поверхонь зразків-виробів та траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених зразків-виробів та траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО

№ гармоніки	Графічна залежність	Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta_{Am}}$	Похибка коефіцієнта кореляції, Δ_r
1	2	3	4
1		0,794	0,165
		$\frac{r_{\Delta_{Am}}}{\Delta_r} = \frac{0,794}{0,165} = 4,8 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
2		0,813	0,139
		$\frac{r_{\Delta_{Am}}}{\Delta_r} = \frac{0,813}{0,139} = 5,86 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
3		0,747	0,18
		$\frac{r_{\Delta_{Am}}}{\Delta_r} = \frac{0,747}{0,18} = 4,15 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
4		0,79	0,153
		$\frac{r_{\Delta_{Am}}}{\Delta_r} = \frac{0,79}{0,153} = 5,16 > 4$	
		Достовірність підтверджується	

Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4
5		0,614	0,254
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,614}{0,254} = 2,41 < 4$	
		Достовірність Не підтверджується	
6		0,777	0,162
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,777}{0,162} = 4,8 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
7		0,809	0,141
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,809}{0,141} = 5,72 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
8		0,810	0,141
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,810}{0,141} = 5,76 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
——— - спектр тракторій - - - - - спектр контуру зразків-виробів			

Аналіз графічних залежностей свiдчить, що мiнiмальнi значення амплiтуд гармонiк спостерiгаються при величинi тиску в карманах ГСО 3–3,5 МПа, що корелюється з залежностями вiд тиску статистичних характеристик тракторiй рiдiус-вектора (див. рис. 2.38) та вiдхилення вiд круглостi зразкiв-виробiв (див. рис. 3.24, а). Не пiдтверджена достовiрнiсть визначення коефiцiєнту кореляцiї для 5-ї гармонiки,

враховуючи якісну схожість графічних залежностей, обумовлена малим об'ємом порівнюваних масивів значень.

Результати порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених поверхонь зразків-виробів та траєкторій руху шпинделя при регулюванні частоти обертання наведено в таблиці 3.5

Таблиця 3.5 – Порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених поверхонь зразків-виробів та траєкторій шпинделя при варіюванні частотою обертання

№ гармоніки	Графічна залежність	Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta Am}$	Похибка коефіцієнта кореляції, Δ_r
1	2	3	4
1		0,727	0,178
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,727}{0,178} = 4,08 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
2		0,345	0,333
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,345}{0,333} = 1,04 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
3		0,863	0,097
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,863}{0,097} = 8,92 > 4$	
		Достовірність підтверджується	

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4
4		0,945	0,041
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,945}{0,041} = 23,21 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
5		0,822	0,123
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,822}{0,123} = 6,71 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
6		0,956	0,032
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,956}{0,032} = 29,5 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
7		0,393	0,32
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,393}{0,32} = 1,23 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
8		0,738	0,172
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,738}{0,172} = 4,3 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
<p>— - спектр тракторів - - - - - спектр контуру зразків-виробів</p>			

Наведені в таблиці 3.5 результати свідчать, що при варіюванні частотою обертання шпинделя найбільший взаємозв'язок встановлено між амплітудами гармонік №3-6 траєкторій шпинделя та контурів зразків-виробів, які визначають огранювання контуру оброблених поверхонь з відповідним числом хвиль. Достатньо високі значення коефіцієнт кореляції має для амплітуд 1-ї та 8-ї гармонік. Порівняльний аналіз графічних залежностей свідчить про їх узгодженість із залежностями статистичних характеристик траєкторій радіус-вектора (див. рис. 2.43) та відхилення від круглості зразків-виробів (див. рис. 3.21, б) від частоти обертання шпинделя.

Результати порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених поверхонь зразків-виробів та траєкторій шпинделя при зміні температури мастила в ГСО шпинделя наведено в таблиці 3.6 – для тиску в карманах $p_k=2$ МПа і в таблиці 3.7 – для тиску в карманах $p_k=3$ МПа.

Наведені в таблицях 3.6 –3.7 результати свідчать про достатньо високий ступінь взаємозв'язку статистичних характеристик траєкторій шпинделя та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів при зміні температури в карманах ГСО. Аналіз графічних залежностей свідчить про достатньо високу ступінь їх якісної узгодженості. Невисокі значення коефіцієнтів кореляції для гармонік №6-8 та характер залежностей для гармонік №5 – 8, свідчать, що з підвищенням температури робочої рідини, при тиску в карманах $p_k=2$ МПа, відхилення від круглості зразків-виробів формується внаслідок огранювання з числом хвиль 2 – 4. Це можна пояснити впливом температурних деформацій опорних поверхонь 4-х карманної гідростатичної втулки та шийки шпинделя з похибками форми у вигляді еліпсності чи тригранності. При тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа найбільше значення коефіцієнт кореляції має для амплітуд 1-ї гармоніки. Незважаючи на достатньо високі значення коефіцієнту кореляції для інших гармонік спектру, характер графічних залежностей підтверджує раніше встановлений мінімальний вплив температури робочої рідини на відхилення від круглості зразків-виробів при тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа (див. рис. 3.25).

Таблиця 3.6 – Порiвняння математичних сподiвань амплiтуд гармонiк №1-8 спектрiв контуру оброблених зразкiв-виробiв та траєкторiй шпинделя при варiюваннi температурою робочої рiдини в шпindelних ГСО ($p_k=2$ МПа)

№ гармонiки	Графiчна залежнiсть	Коефiцiєнт кореляцiї $r_{\Delta Am}$	Похибка коефiцiєнта кореляцiї, Δ_r
1	2	3	4
1		0,676	0,243
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,676}{0,243} = 2,79 < 4$	
		Достовiрнiсть не пiдтверджується	
2		0,689	0,333
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,345}{0,333} = 1,04 < 4$	
		Достовiрнiсть не пiдтверджується	
3		0,978	0,020
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,978}{0,02} = 49,85 > 4$	
		Достовiрнiсть пiдтверджується	
4		0,842	0,13
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,842}{0,13} = 6,47 > 4$	
		Достовiрнiсть пiдтверджується	

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4
5		0,806	0,156
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,806}{0,156} = 5,15 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
6		-0,243	0,032
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{-0,243}{0,423} = -0,55 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
7		0,18	0,433
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,18}{0,433} = 0,42 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
8		0,382	0,382
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,382}{0,382} = 1,0 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
<p>———— - спектр траєкторій - - - - - спектр контуру зразків-виробів</p>			

Не підтверджена достовірність коефіцієнта кореляції для деяких гармонік, при порівняно високих його значеннях та якісній узгодженості графічних залежностей, обумовлена малим об'ємом порівнюваних масивів значень. Для підвищення достовірності визначення коефіцієнту парної кореляції необхідно здійснити дослідження з меншим ніж 5⁰С інтервалом між експериментальними точками.

Таблиця 3.7 – Порiвняння математичних сподiвань амплiтуд гармонiк №1-8 спектрiв контуру оброблених зразкiв-виробiв та траєкторiй шпинделя при варiюваннi температурою робочої рiдини в шпindelних ГСО ($p_k=3$ МПа)

№ гармонiки	Графiчна залежнiсть	Коефiцiєнт кореляцiї $r_{\Delta Am}$	Похибка коефiцiєнта кореляцiї, Δ_r
1	2	3	4
1		0,880	0,101
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,880}{0,101} = 8,72 > 4$	
		Достовiрнiсть пiдтверджується	
2		0,784	0,173
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,784}{0,173} = 4,54 > 4$	
		Достовiрнiсть пiдтверджується	
3		0,859	0,117
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,859}{0,117} = 7,34 > 4$	
		Достовiрнiсть пiдтверджується	
4		0,472	0,347
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,472}{0,347} = 1,36 < 4$	
		Достовiрнiсть не пiдтверджується	

Продовження таблиці 3.7

1	2	3	4
5		0,787	0,171
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,787}{0,171} = 4,61 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
6		0,139	0,32
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,139}{0,439} = 0,32 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
7		0,79	0,168
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,790}{0,168} = 4,71 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
8		0,779	0,176
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,779}{0,176} = 4,42 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
<p>— - спектр тракторній - - - - спектр контуру зразків-виробів</p>			

На рис. 3.28 наведено гістограми порівняння обчислених в таблицях 3.4–3.7 коефіцієнтів парної кореляції, аналізуючи які можна зробити висновок, що при регулюванні тиску в карманах ГСО забезпечується найбільш стійкий взаємозв'язок між статистичними

характеристиками траєкторiй шпинделя та геометричними вiдхиленнями форми оброблених поверхонь зразкiв-виробiв, що обґрунтовує доцiльнiсть регулювання тиску в карманах ГСО для пiдвищення показникiв точностi шпиндельного вузла.

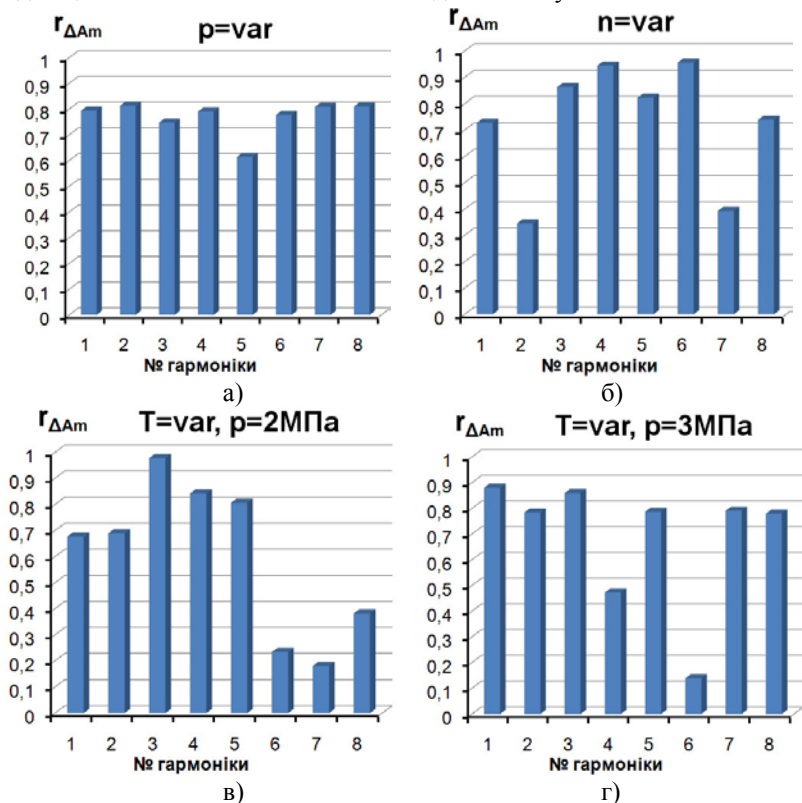


Рисунок 3.28 – Значення коефiцiєнтiв парної кореляцiї мiж масивами значень амплiтуд гармонiк №1-8 контурiв поперечного перерiзу зразкiв-виробiв та траєкторiй шпинделя при варiюваннi тиском в карманах ГСО а), частотою обертання шпинделя б), температурою робочої рiдини в ГСО в), г)

Таким чином, можемо зробити висновок, що наявнiсть кореляцiйного зв'язку мiж спектральними характеристиками контуру оброблюваних зразкiв-виробiв та траєкторiями обертання шпинделя

підтверджує адекватність виявлених закономірностей формування показників точності шпиндельного вузла з ГСО та є підставою для розробки науково обґрунтованої методики та практичних рекомендацій щодо вибору раціональних експлуатаційних параметрів шпиндельного вузла, зокрема тиску в карманах шпиндельних ГСО, для підвищення точності механічної обробки на верстатах токарної групи.

РОЗДІЛ 4

Жорсткість та коливання верстатів

4.1 Визначення статичної жорсткості шліфувального верстата

Одним з основних додаткових критеріїв точності верстата є його статична жорсткість. Дослідження статичної жорсткості здійснювали на базі торцекруглошліфувального верстата моделі ЗТ161 (див. рис. 3.1, а). Метою досліджень було оцінювання впливу на точність верстата нової конструкції радіальних ГСО з можливістю регулювання величиною радіального статичного зазору в процесі механічної обробки.

Статична жорсткість верстата вимірювалася згідно рекомендацій [134] за методикою [132]. У відповідності до схеми на рис. 4.1, а складала експериментальну установку, представлену на рис. 4.1, б.

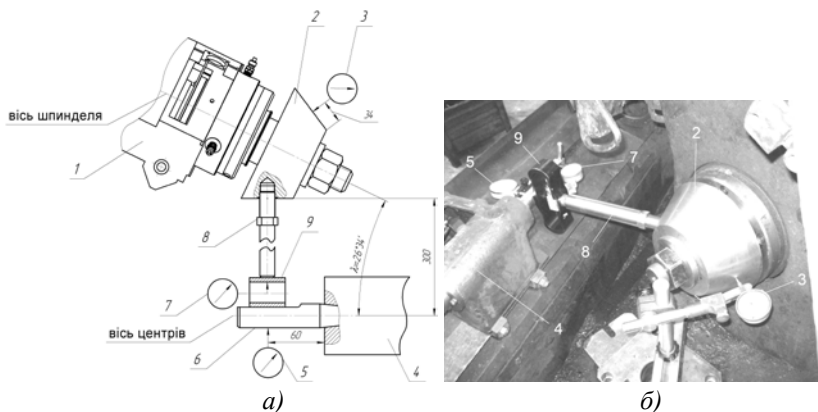


Рисунок 4.1 – Схема а) та загальний вигляд експериментального устаткування б) для вимірювання статичної жорсткості верстата:

1 – шліфувальна бабка; 2 – конічна оправка; 3, 5, 7 – індикатори годинникового типу з ціною поділки 0,001 мм, 0,002 мм, 0,01 мм відповідно; 4 – задня бабка; 6 – оправка з лискою; 8 – навантажувальний пристрій; 9 – динамометр

На конусі шліфувального шпинделя встановлювали спеціальну конічну оправку з кутом нахилу конічної поверхні, що дорівнює куту λ розташування шліфувального шпинделя відносно лінії центрів.

Конусність отвору оправки відповідає конусності посадочної поверхні шліфувального шпинделя для встановлення абразивного круга.

В конус пінолі задньої бабки встановлювали оправку з лискою, в яку упирався динамометр. У горизонтальній площині за допомогою навантажувального пристрою створювали плавно збільшуване навантаження, що визначалося за тарувальною характеристикою динамометра та спрямовувалося за лінією, яка перетинає вісі центрів і шліфувального шпинделя.

Особливістю кінематики торцекруглошліфувального верстата є розташування шліфувального шпинделя під кутом до лінії центрів. При цьому напрямком вимірювання переміщень шпинделя розташований під кутом до лінії навантаження (див. рис. 4.1, а). Для забезпечення відповідності напрямків навантаження та вимірювання зміщень здійснювався перерахунок сил за напрямком вимірювання за залежністю $P = P_n \cdot \cos(2\lambda)$ з побудовою залежності $P=f(\xi)$, де P_n – навантаження на шпиндель за тарувальною характеристикою динамометра; ξ – зміщення шліфувального шпинделя за показниками індикатора.

Відносне зміщення шліфувального шпинделя та пінолі задньої бабки фіксували за показниками індикаторів. Величину зміщення визначали як середньоарифметичне значення двох вимірів при фіксованому навантаженні. За відносне зміщення приймали суму пружних відхилень шліфувального шпинделя та пінолі при відповідності $P_n=P(\xi)$.

В процесі експерименту обертанням гайки регульованої ГСО за допомогою спеціального ключа змінювався радіальний статичний зазор в кожній опорі шліфувального шпинделя. Відповідність кута повороту гайки і статичного зазору встановлювалася попереднім налагодженням з нанесенням відповідних позначок на корпусі шліфувальної бабки і гайках передньої та задньої опор шпинделя.

На рис. 4.2, 4.3 приведені характеристики відносних зміщень та жорсткості верстата в горизонтальній площині, з яких видно, що при зменшенні радіального зазору в ГСО шліфувального шпинделя величина статичної жорсткості підвищується у всьому діапазоні регулювання. Для побудови кривих регресії експериментальних (суцільні криві) і теоретичних (штрихові криві) точкових значень на графіках (рис. 4.3) використовувалися поліноміальні залежності 3-го ступеня. Тут і далі в розділі знаходження коефіцієнтів рівнянь регресії та побудову ліній

регресії здійснено вбудованими функціями пакета Microsoft Excel.

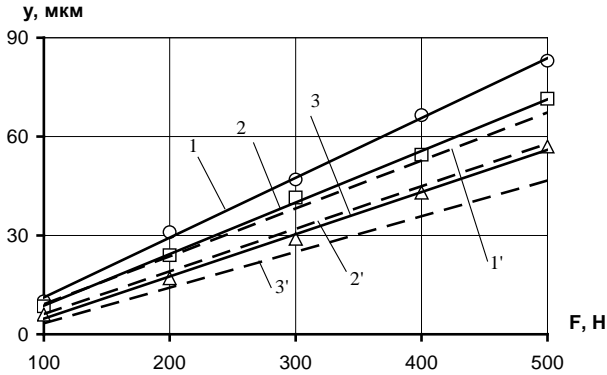


Рисунок 4.2 – Переміщення у шліфувального шпинделя на регульованих ГСО відносно пінолі задньої бабки під навантаженням F :
 1, 1' – $\delta_0=40$ мкм; 2, 2' – $\delta_0=30$ мкм; 3, 3' – $\delta_0=20$ мкм

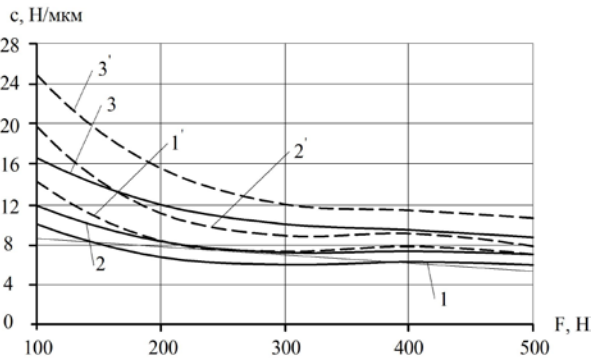


Рисунок 4.3 – Статична жорсткість c верстата ЗТ161 на регульованих шпindelних ГСО в функції навантаження F :
 1, 1' – $\delta_0=40$ мкм; 2, 2' – $\delta_0=30$ мкм; 3, 3' – $\delta_0=20$ мкм

Теоретичні переміщення шпинделя відносно пінолі задньої бабки визначалися як сума зміщень шпинделя і оправки при прикладанні зосередженого силового навантаження. Значення зміщень шліфувального шпинделя визначалися за результатами розрахунку статичної податливості в розрахунковому діапазоні (100...500 Н) навантажень F .

Закріплення оправки в пінолі задньої бабки представлено розрахунковою схемою консольно затиснутої балки, навантаженої

зосередженою силою в точці з абсцисою 60 мм. Жорстке забиття співпадає з торцем задньої бабки. Переміщення оправки визначали шляхом безпосереднього інтегрування диференційного рівняння зігнутої осі оправки засобами пакета MathCAD.

Максимальна розбіжність між теоретичними і експериментальними значеннями зміщень становить 17%. Це пояснюється, насамперед, наявними зазорами та контактними деформаціями в стикових з'єднаннях пружної системи верстата, які не враховані при розрахунках переміщень шпинделя і оправки. Статична жорсткість модернізованої конструкції верстата ЗТ161 визначається в діапазоні розрахункових навантажень, насамперед, податливістю шліфувального шпинделя у власних опорах. Максимальні значення жорсткості s мають місце в діапазоні менших навантажень, що відповідає робочим процесам в ГСО, які забезпечують максимальну жорсткість при центрованому положенні шпинделя (при $\varepsilon \rightarrow 0$).

В процесі регулювання конструктивних параметрів ГСО встановлено, що жорсткість модернізованої конструкції верстата ЗТ161 відповідає вимогам класу точності П, В в діапазоні значень $\delta_0 \leq 30$ мкм (рис. 4.4). Для величин регульованого зазору $\delta_0 \approx 20$ мкм за показником жорсткості верстат задовольняє вимогам класу точності А.

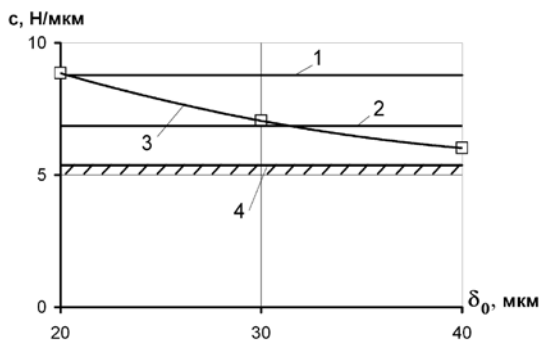


Рисунок 4.4 – Статична жорсткість s верстата ЗТ161 в процесі регулювання радіального зазору δ_0 в ГСО: 1 – допустиме значення жорсткості для класу точності верстата А [132]; 2 – допустиме значення жорсткості для класу точності верстата П, В [132]; 3 – жорсткість верстата на регульованих ГСО; 4 – допустиме значення жорсткості для базової моделі верстата [137]

4.2 Динамічна якість шпindelних вузлів верстатів

В якості об'єкту аналізу розглянемо шліфувальну бабку модернізованої конструкції торцециркулошліфувального верстата ЗТ161. На рис. 4.5 показана розрахункова схема шпindelного вузла, встановленого на регульовані радіальні гідростатичні опори.

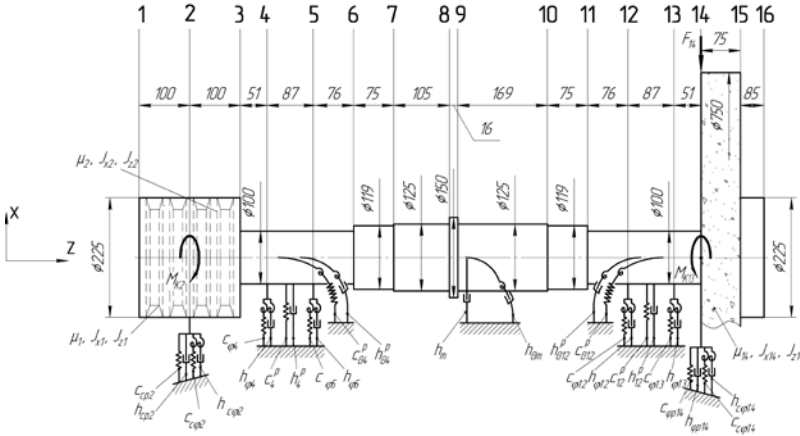
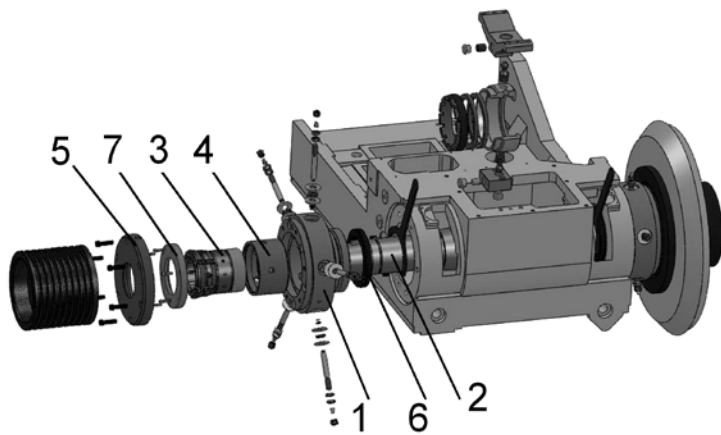


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема шпindelного вузла модернізованої конструкції верстата ЗТ161 для аналізу методом початкових параметрів на ПК

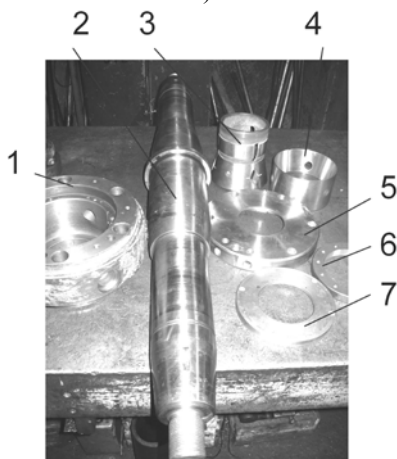
Загальний вигляд елементів конструкції шліфувальної бабки наведено на рис. 4.6.

В результаті розрахунку визначений кут повороту по довжині шліфувального шпindеля при коливаннях кручення на частоті, що відповідає максимальній швидкості його обертання (рис. 4.7).

Форма пружної осі шпindеля при коливаннях кручення (див. рис. 4.7) обумовлюється, насамперед, місцями прикладання зовнішнього навантаження, а саме: крутячого моменту на приводному шківі та моменту різання на шліфувальному крузі. Амплітудні значення кута θ залежать від величини зовнішнього навантаження. Встановлено, що варіювання величиною радіального зазору мало впливає на коливання кручення шпindelного вузла. Це можна пояснити незначним моментом опору, що виникає при обертанні шпindеля в підшипниках ковзання.



а)



б)

Рисунок 4.6 – 3D модель а) та загальний вигляд елементів конструкції б) модернізованої шліфувальної бабки: 1 – корпус ГСО; 2 – шпиндель; 3 – регульована гідростатична втулка; 4 – конічна втулка; 5 – кришка; 6 – гайка; 7 – фланець

На рис. 4.8 побудовані переміщення (в логарифмічному масштабі) по довжині шліфувального шпинделя при навантаженні силою різання з амплітудою 100 Н, що відповідають коливанням згинання.

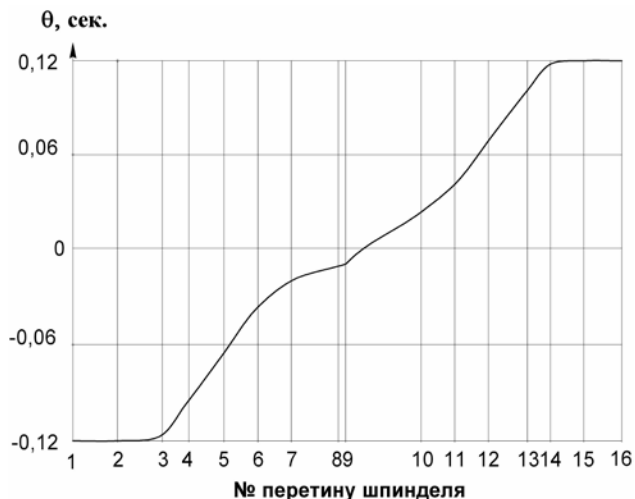


Рисунок 4.7 – Кут повороту шпинделя при коливаннях кручення ($\omega_k=21,2$ Гц)

Як видно з графіків на рис. 4.8, а, б, в робочому частотному діапазоні ($\omega_3 \leq 21,2$ Гц) амплітуда $\log A$ переміщень шліфувального шпинделя визначається статичними деформаціями (при $\omega_3=0$ Гц) шпindelного вузла. На першій резонансній частоті шпindelного вузла (див. рис. 4.8, в) спостерігається незначне зростання амплітуд коливань, проте в місці прикладання зусиль різання (перетин № 14) основний вплив чинить статична жорсткість системи. Графік резонансних частот шпindelного вузла в залежності від зазору δ_0 наведений нижче.

З теоретично отриманих графіків АФЧХ (рис. 4.9) видно, що регулювання величиною зазору в ГСО шпинделя істотно впливає як на статичну, так і динамічну податливість системи. На перших резонансних частотах системи переміщення шпинделя A_{p1} зростають майже в 2 рази (рис. 4.10) по відношенню до статичного навантаження (при $\omega_3=0$) на шпindelний вузол шліфувального верстата у всьому діапазоні регулювання зазору. З метою підвищення жорсткості шпindelного вузла при роботі в широкому діапазоні навантажень доцільно зменшувати значення регульованого зазору δ_0 або підвищувати тиск в карманах ГСО.

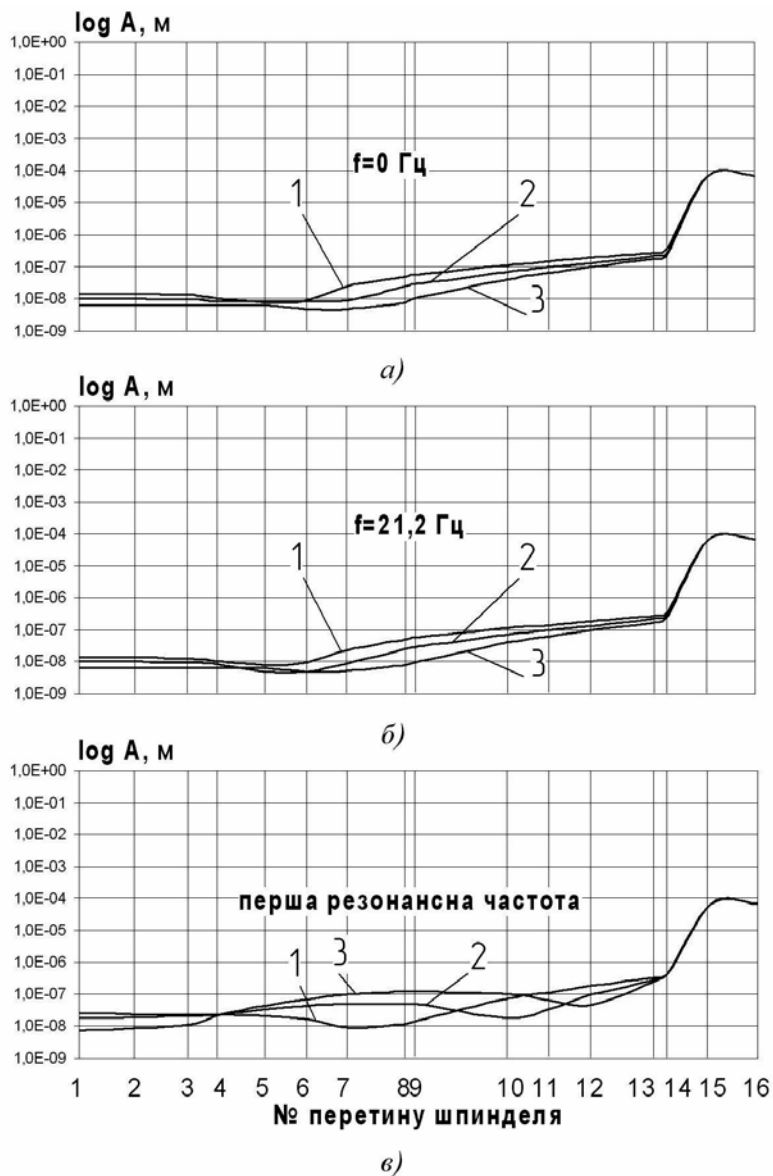


Рисунок 4.8 – Радіальні переміщення шпиндельного вузла при коливаннях згинання: 1 – $\delta_0=40$ мкм; 2 – $\delta_0=30$ мкм; 3 – $\delta_0=20$ мкм

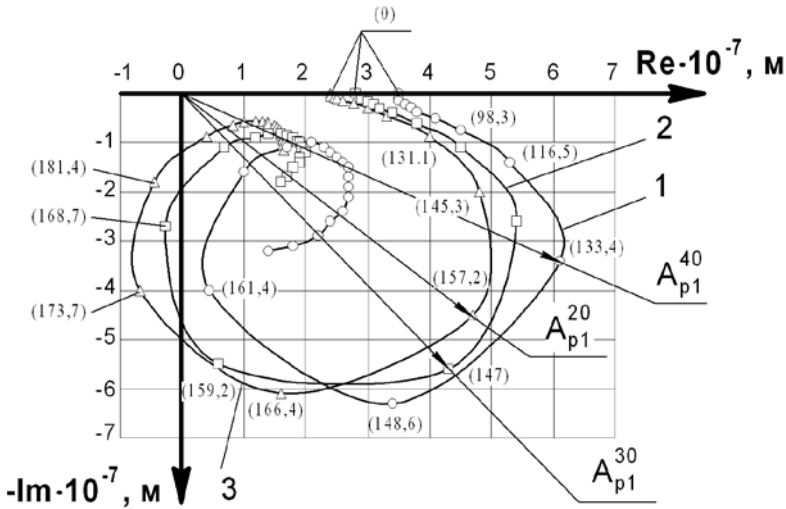


Рисунок 4.9 – АФЧХ шпindelного вузла (в дужках приведені значення ω , Гц): 1 – $\delta_0=40$ мкм; 2 – $\delta_0=30$ мкм; 3 – $\delta_0=20$ мкм

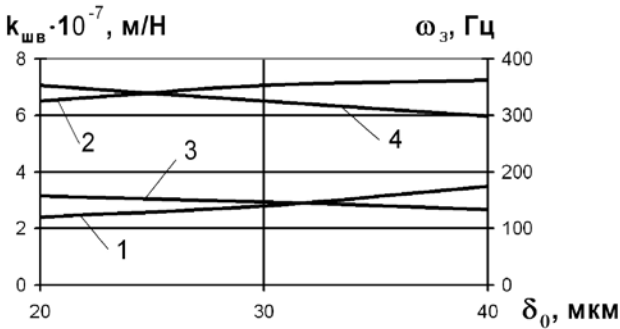


Рисунок 4.10 – Податливість $k_{шв}$ в перетині № 14 та резонансні частоти коливань згинання шпindelного вузла в функції радіального зазору δ_0 : 1, 2 – статична та динамічна (на перших резонансних частотах системи) податливість відповідно; 3, 4 – перша та друга резонансні частоти відповідно

Регулювання величиною радіального зазору в опорних гідростатичних вузлах чинить суттєвий вплив на резонансні частоти коливальної системи, що обумовлюється відповідною зміною

жорсткості опор шпинделя. Як видно з графіків на рис. 4.10, значення першої та другої резонансних частот при зростанні величини регульованого зазору змінюється в бік низькочастотного діапазону, що збільшує ймовірність співпадання з частотами вимушених коливань.

Експериментальні дослідження динаміки шпиндельних вузлів на ГСО здійснювали в наступному порядку. У відповідності до структурної схеми на рис. 4.11 складалася експериментальна установка.

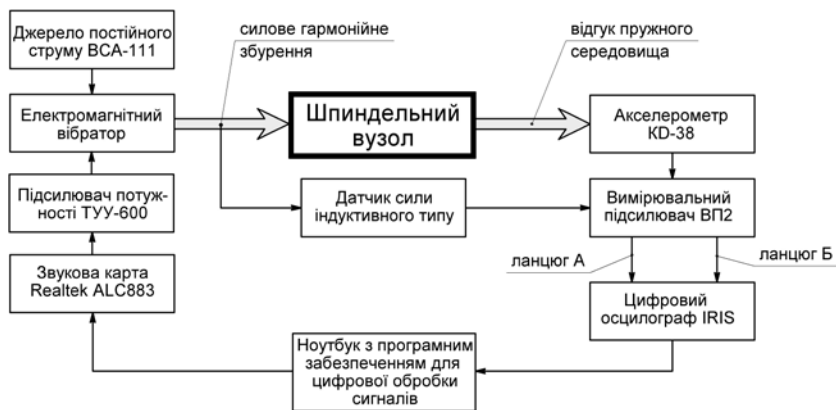
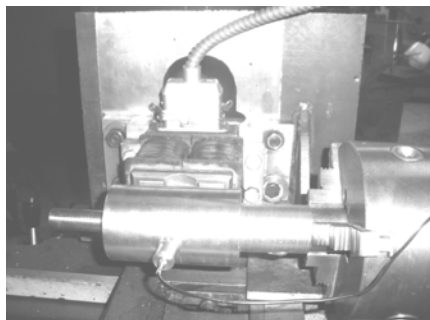


Рисунок 4.11 – Структурна схема з'єднання апаратури

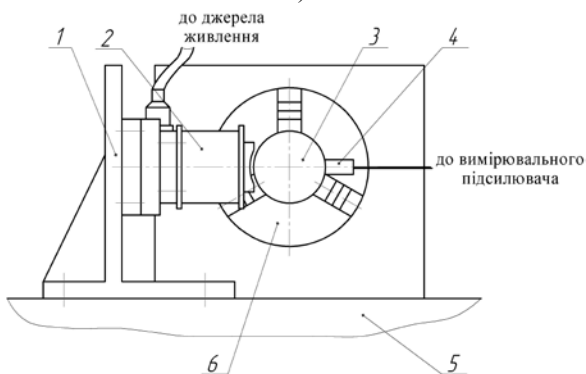
При динамічних дослідженнях шпиндельного вузла токарного верстата УТ16А безконтактний вібратор встановлювався замість поворотного різцетримача безпосередньо на полозках супорта (рис. 4.12). Навантажувальна оправка закріплювалася в патроні верстата.

Апаратура працює наступним чином. Низькочастотні електричні гармонійні коливання генеруються звуковою картою ноутбука за спеціальної програмою, підсилюються в підсилювачі потужності до величини ≈ 200 Вт та надходять до електромагнітного вібратора. Одночасно, з метою усунення зазорів в стикових з'єднаннях шпиндельного вузла, на вібратор подається постійна напруга від джерела живлення потужністю ≈ 400 Вт. Отримані електричні коливання заданої частоти та амплітуди за допомогою вібратора перетворюються в гармонійний силовий вплив на пружну систему шпиндельного вузла верстата, який сприймається акселерометром (рис. 4.12). Надалі сигнал з п'єзоелектричного датчика, пропорційний

вiброприскоренню, фiльтрується та пiдсилюється за допомогою пристрою ВП2 i надходить до осцилографа за вимiрювальним ланцюгом Б (див. рис. 4.11).



а)



б)

Рисунок 4.12 – Загальний вигляд а) та схема пiдключення безконтактного електромагнiтного вiбратора: 1 – кронштейн; 2 – електромагнiтний вiбратор; 3 – навантажувальна оправка; 4 – акселерометр; 5 – супорт; 6 – патрон

Обробку даних здiйснювали в середовищi MatLab у вiдповiдностi до блок-схеми на рис. 4.13.

З метою контролю амплiтуди гармонiйної складової навантаження використовується iндуктивний датчик сили, сигнал з якого пропорцiйний швидкостi амплiтуди надходить на вхiд пiдсилювача ВП2 з аналоговим iнтегратором. Пiсля одноразового iнтегрування

величина амплітуди, використовуючи ланцюг А осцилографа, відтворюється програмним забезпеченням ноутбука.

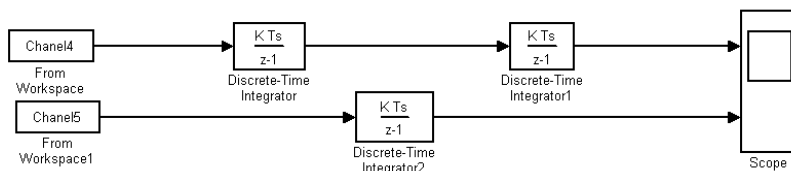


Рисунок 4.13 – S-модель цифрової обробки інформації за вимірювальними ланцюгами А і Б

Для аналізу АФЧХ системи окрім амплітуд та частот коливань визначався фазовий зсув між гармонічним навантаженням та відповідним відгуком пружної системи шпиндельного вузла. Вимірювання фази коливань здійснювали осцилографічним методом накладання [38, 126].

Для цього в системі Simulink за допомогою віртуального осцилографа „Scope” фіксували та накладали одна на одну осцилограми за ланцюгами А (після однократного аналогового або цифрового інтегрування) і Б (після двократного цифрового інтегрування) (рис. 4.14) і визначали зсув фази $\Delta\phi$ за формулою:

$$\Delta\phi = \frac{360 \cdot t}{T},$$

де t – координатний зсув за віссю ОХ; T – період опорного сигналу (за ланцюгом А).

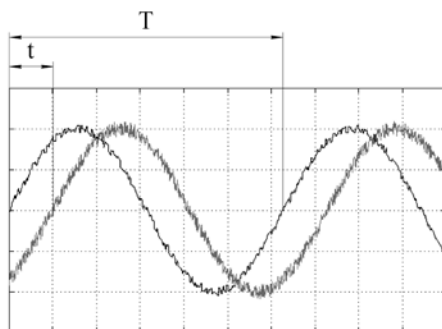


Рисунок 4.14 – До визначення фазового зсуву

З метою побудови амплітуд коливань по довжині шпинделя акселерометр додатково встановлювався в чотирьох поперечних перетинах (рис. 4.15) при фіксованій частоті коливань.

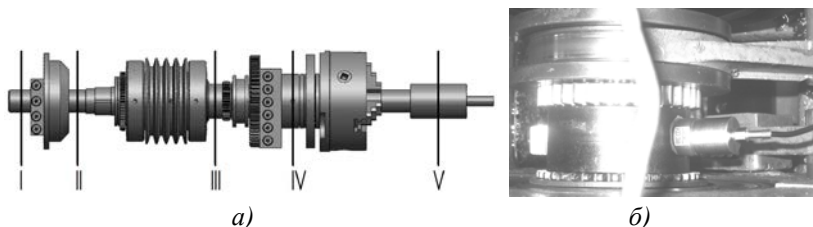


Рисунок 4.15 – Схема розміщення поперечних перетинів а) та розташування вимірювача в третьому перетині б) для вимірювання амплітуд коливань по довжині шпindelного вузла

П'ятий перетин відповідає розташуванню вимірювача для вимірювання АФЧХ (див. рис. 4.12, а).

На рис. 4.16 приведені амплітудно-частотна (АЧХ) та фазо-частотна (ФЧХ) характеристики шпindelного вузла верстата УТ16А.

На графіку АЧХ (рис. 4.16, а) спостерігаються ряд резонансів на частотах 85 Гц, 175 Гц, 280 Гц. Резонанс на частоті 175 Гц, який має максимальну амплітуду, обумовлений першою власною частотою коливань шпindelного вузла. Як видно з графіка ФЧХ (рис. 4.16, б), резонанси на частотах 85 Гц та 280 Гц супроводжуються різкими змінами фаз коливань поблизу зазначених частот, що пояснюється наявними нелінійностями в пружній системі шпindelного вузла, насамперед зазорами в з'єднаннях спряжених деталей вузла.

Максимальна частота обертання шпинделя становить 3000 хв^{-1} , що відповідає частоті 50 Гц. Таким чином, робочі швидкості обертання шпинделя менше відмічених резонансних частот, що унеможлиблює появу резонансів в коливальній системі шпindelного вузла в процесі механічної обробки.

На рис. 4.17 приведена АФЧХ шпindelного вузла верстата УТ16А, що являє собою годограф динамічної податливості. Графік АФЧХ дозволяє більш детально проаналізувати динамічні характеристики шпindelного вузла. Так, з АФЧХ чітко видно, на відміну від АЧХ, що поблизу головної резонансної частоти (175 Гц)

спостерігаються два резонанси на частотах 160 Гц і 185 Гц з амплітудами A_{p1} і A_{p2} відповідно. Поряд з резонансними частотами 85 Гц та 280 Гц утворюються яскраво виражені на годографі АФЧХ петлеподібні характеристики, що свідчить про прояв нелінійних властивостей досліджуваної пружної системи шпиндельного вузла.

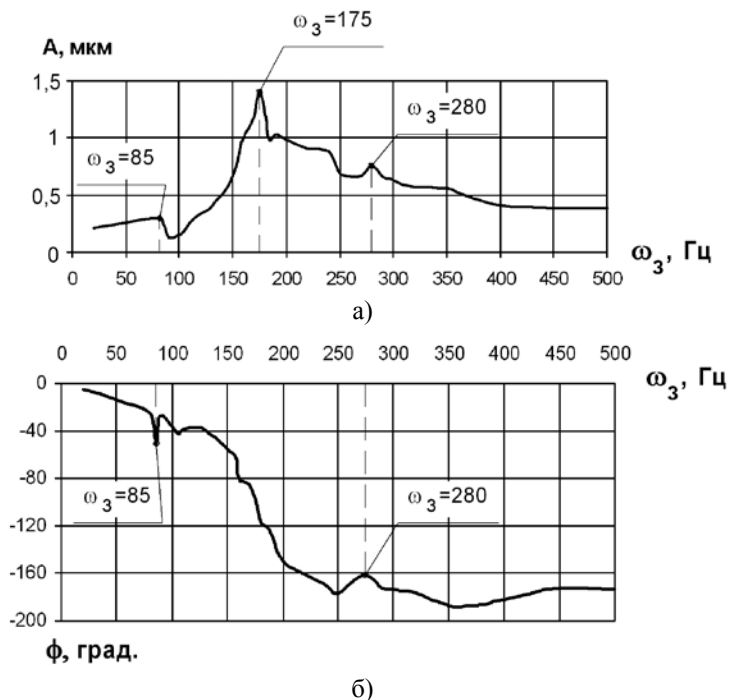


Рисунок 4.16 – АЧХ а) та ФЧХ б) шпиндельного вузла на ГСО верстата УТ16А

За графіком на рис. 4.17 встановлені наступні основні динамічні характеристики шпиндельного вузла: статична податливість $K_{ст} = 0,21$ мкм/Н; максимальна резонансна амплітуда коливань $A_p = 1,44$ мкм/Н; коефіцієнт динамічності $K_d = 6,9$; мінімальна дійсна частина $Re_{min} = -0,9$ мкм/Н.

З графіків приведених на рис. 4.18 видно, що в робочому діапазоні швидкостей амплітуда коливань шпинделя відповідає статичній деформації пружної осі.

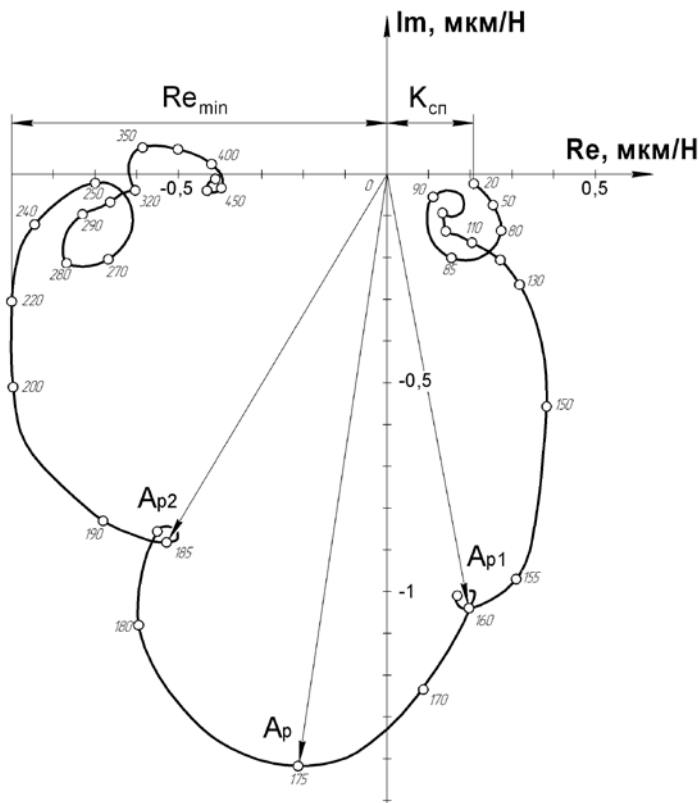


Рисунок 4.17 – АФЧХ шпindelного вузла верстата УТ16А

Переміщення шпindelя в радіальному напрямку в діапазоні частот $\omega_3 \leq 50$ Гц відбуваються за рахунок його податливості в опорних гідростатичних вузлах. На головній резонансній частоті (175 Гц) амплітуда коливань шпindelя зростає по відношенню до робочого діапазону більше ніж у 6 разів.

Амплітуда коливань на консольній частині шпindelного вузла (в місці прикладання сили різання) в діапазоні робочих швидкостей шпindelя ($0 - 3000$ хв⁻¹) визначається, в основному, статичною жорсткістю радіальних ГСО. Визначальним для формування амплітудних значень на резонансних частотах шпindelя є деформація його пружної осі, динамічна жорсткість та демпфування в ГСО.

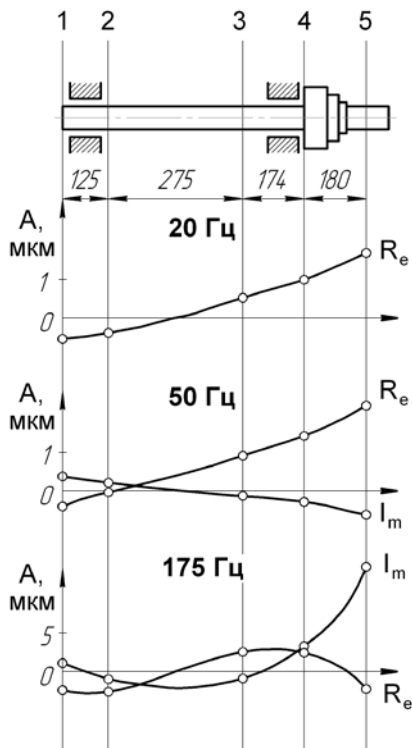


Рисунок 4.18 – Амплітуда коливань шпиндельного вузла з ГСО верстата УТ16А

З урахуванням вищевикладеного можна зробити висновок, що в робочому частотному діапазоні шпиндельного вузла (0 – 50 Гц) виключається поява резонансних явищ, які б погіршували точність обробки деталей різанням.

4.3 Дослідження вібраційних характеристик шпиндельної бабки прецизійного токарного верстата

Експериментальні дослідження віброактивності шпиндельного вузла з ГСО проводилися на базі прецизійного токарно-гвинторізного верстата моделі УТ16А. Загальний вид експериментальної установки показаний на рис. 4.19.

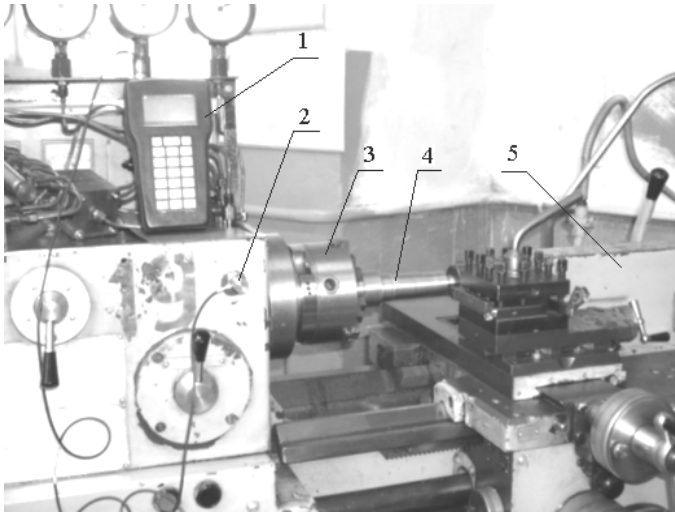


Рисунок 4.19 – Загальний вигляд експериментальної установки на базі прецизійного токарно-гвинторізного верстата УТ61А: 1 - аналізатор спектра вібрацій 795М; 2 - акселерометр КД-41; 3 - патрон; 4 – оброблювана заготовка; 5 - задня бабка

Метою експериментальних досліджень була оцінка ефективності застосування ГСП в якості опор прецизійних шпindelних вузлів.

Для реєстрації амплітуд коливань шпindelного вузла використовувалась наступна вимірювальна апаратура:

- аналізатор спектра вібрації 795М (див. рис. 4.19), призначений для спектрального, часового аналізу вібрацій, вимірювання динамічних характеристик роторних машин;
- п'єзоелектричний датчик прискорень моделі КД 41.

Аналізатор спектра вібрацій 795М дозволяє зберігати результати вимірів у внутрішній пам'яті з наступною обробкою на ПК. Основні технічні характеристики приладу: частотні діапазони вимірювання середньоквадратичних значень (СКЗ) вібропереміщення (до 1000 Гц), віброшвидкості (до 1000 Гц), віброприскорення (до 10000 Гц); припустима похибка визначення амплітудних складових спектру – до 4 дБ; час визначення спектру за швидким перетворенням Фур'є – до 1 с [6].

З метою формування зовнішнього гармонічного навантаження на шпindelний вузол застосовувалися змінні вантажі, які кріпилися в

патроні верстата за допомогою оправки (рис. 4.20). Змінні вантажі в експериментальних дослідженнях застосовували в шістьох конструктивних виконаннях (табл. 4.1).

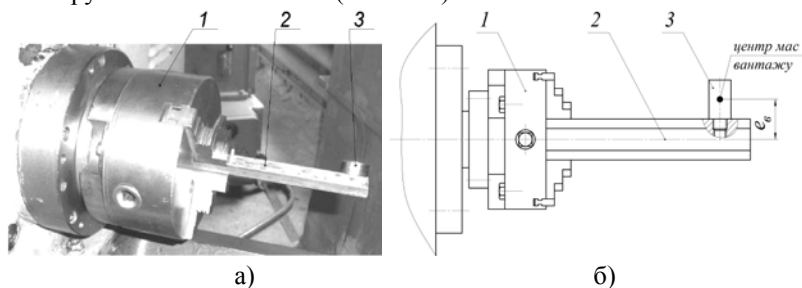


Рисунок 4.20 – Загальний вигляд а) та конструктивна схема б) оправки з нерівноваженим вантажем для створення зовнішнього гармонічного навантаження : 1 – патрон, 2 – оправка, 3 – вантаж; e_v – ексцентриситет нерівноваженої маси відносно осі оправки

Таблиця 4.1 – Конструктивні характеристики змінних вантажів

№ вантажу	I	II	III	IV	V	VI
m_v , г	51,15	163,51	146,5	123,5	99,5	72,1
e_v , мм	24,4	42,2	44,15	43,7	38,45	43,45
D_{CT} , г×мм	1248,06	6900,12	6467,97	5396	3825,78	3132,7

Примітка: m_v – маса нерівноваженого вантажу; D_{CT} – статичний дисбаланс вантажу.

Місце встановлення п'єзоелектричних датчиків прискорень на корпусі шпindelного вузла обирали відповідно до рекомендацій [157].

Для часового та спектрального аналізу амплітуд віброприскорень, віброшвидкостей і віброамплітуд елементів шпindelного вузла застосовували блок-схему, що наведена на рис. 4.21.

Враховуючи тип вихідного сигналу з вимірювачів, який пропорційний прискоренню, для отримання величин віброшвидкостей та вібропереміщень корпусних елементів верстата використовувалося однократне (або подвійне) цифрове інтегрування. Оскільки цифрові осцилографи IRIS зберігають сигнал з вимірювачів в дискретному вигляді, для інтегрування застосовувався блок „Discrete-Time Integrator”. Типові спектри коливань корпусу передньої радіальної опори шпindelного вузла верстата УТ16А наведені на рис. 4.22.

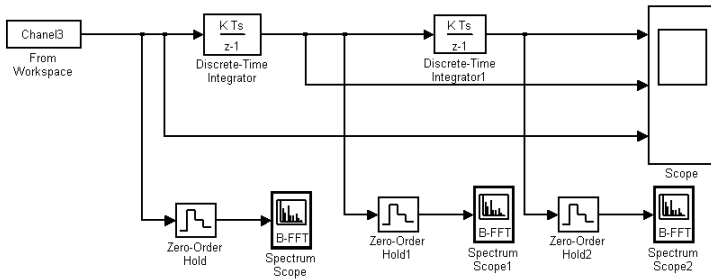


Рисунок 4.21 – S-модель цифрової обробки даних з акселерометрів

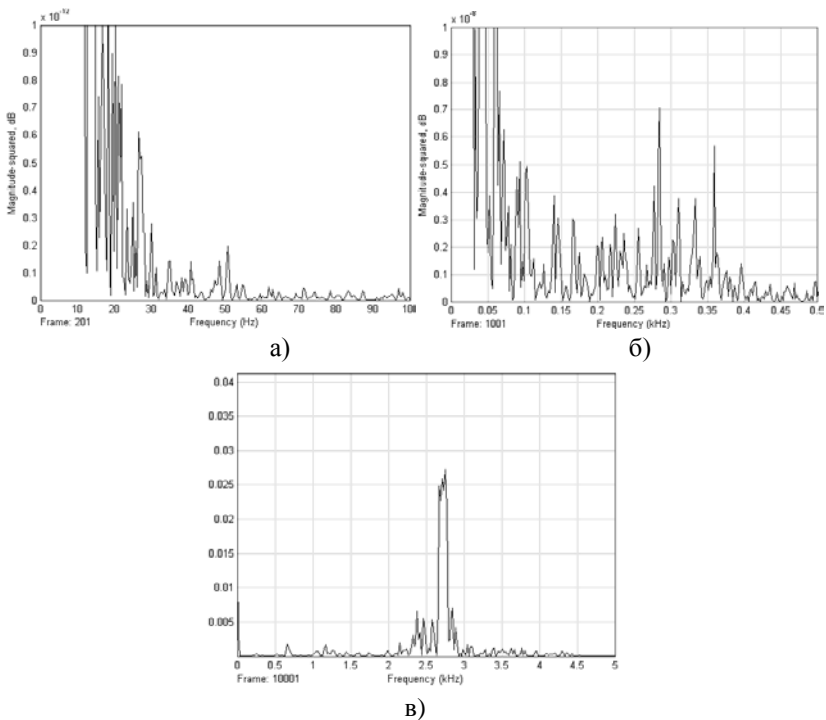


Рисунок 4.22 – Спектральний аналіз вібропереміщень а), віброшвидкостей б), віброприскорень в) корпусу передньої радіальної ГСО

На рис. 4.23 наведено залежності СКЗ вібропереміщень, віброшвидкості, віброприскорення елементів шпindelного вузла від частоти обертання шпindеля n та статичного дисбалансу $D_{ст}$.

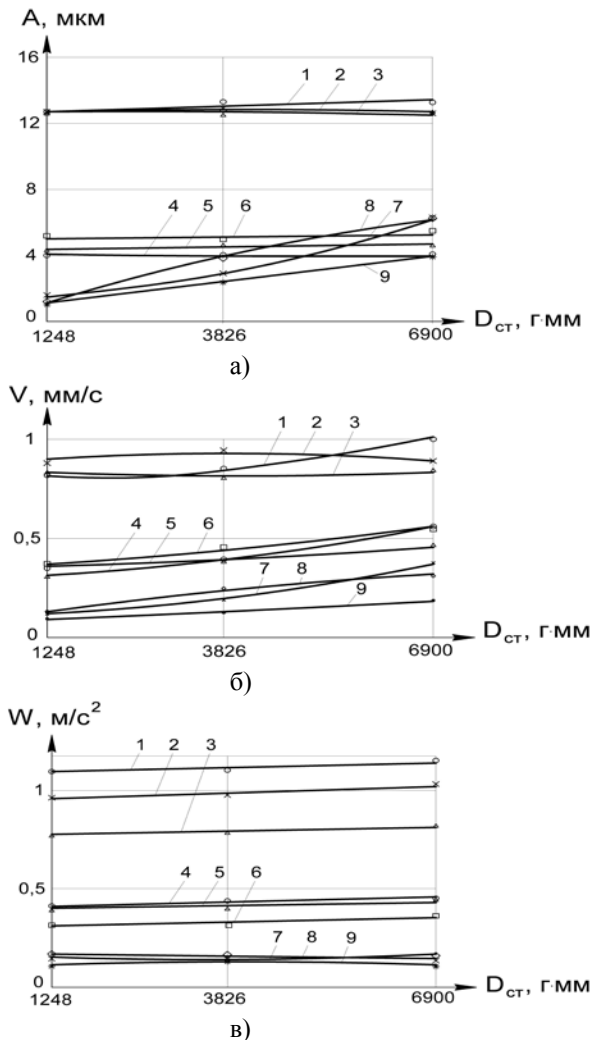
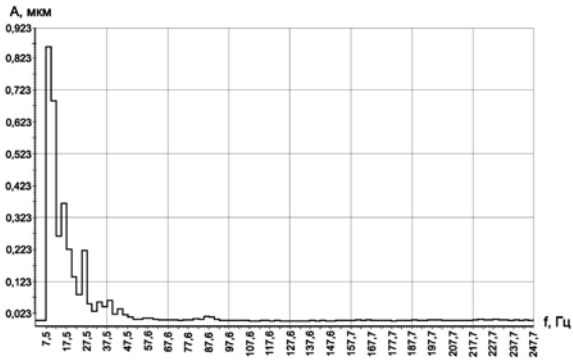
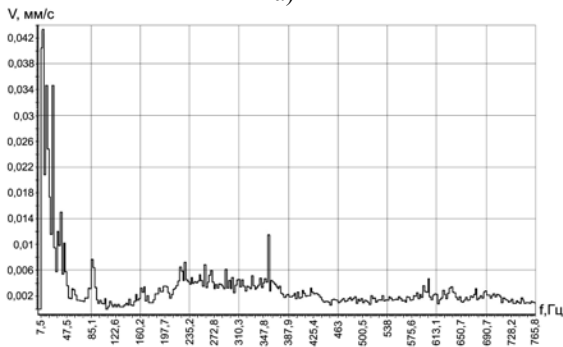


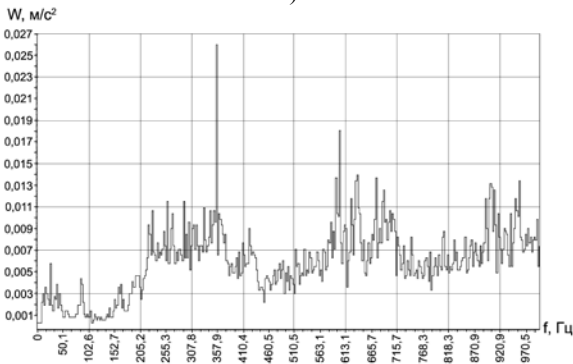
Рисунок 4.23 – СКЗ коливань при гармонічному навантаженні: а – вібропереміщень (A); б – віброшвидкості (V); в – віброприскорення (W):
 1 – $n=2700 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\Sigma}=1,8 \text{ л/хв}$; 2 – $n=2700 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\Sigma}=1,37 \text{ л/хв}$; 3 – $n=2700 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\Sigma}=1,14 \text{ л/хв}$;
 4 – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\Sigma}=1,8 \text{ л/хв}$; 5 – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\Sigma}=1,37 \text{ л/хв}$;
 6 – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\Sigma}=1,14 \text{ л/хв}$; 7 – $n=500 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\Sigma}=1,8 \text{ л/хв}$; 8 – $n=500 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\Sigma}=1,37 \text{ л/хв}$;
 9 – $n=500 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\Sigma}=1,14 \text{ л/хв}$



а)



б)



в)

Рисунок 4.24 – Спектральні характеристики при гармонічному навантаженні: а – вібропереміщення (A); б – віброшвидкість (V); в – віброприскорення (W)

Як видно із графіків на рис. 4.23, СКЗ вібропереміщень, віброшвидкості, віброприскорення збільшуються при зростанні як частоти обертання шпинделя n , так і статичного дисбалансу $D_{ст}$, причому збільшення n впливає на віброактивність ШВ більш суттєво ніж зростання $D_{ст}$. Разом з тим, збільшення сумарної витрати рідини в ГСО в межах від 1,14 до 1,8 л/хв не приводить до істотного зниження рівня вібрацій. Як показав експеримент, на високих швидкостях при збільшенні сумарної витрати в опорах СКЗ віброприскорення навіть збільшуються, що, обумовлюється виникненням гідродинамічних ефектів в опорах при обертанні ексцентрично розташованого шпинделя.

На рис. 4.24 наведені спектри вібропереміщень, віброшвидкостей і віброприскорень при наступних значеннях факторів: витрата рідини $Q_{\Sigma} = 1,14$ л/хв; $n = 500$ хв⁻¹; $D_{ст} = 1248$ г·мм. Встановлено, що при зміні величин n та $D_{ст}$ найбільші амплітудні значення вібропереміщень та віброшвидкостей мають місце на оборотній частоті шпинделя ($f=8,33$ Гц) та її перших чотирьох кратних гармоніках. Найбільші значення амплітуди віброприскорень мають місце на частоті близький до другої резонансної частоти коливальної системи.

Експериментальним шляхом встановлено, що збільшення глибини різання при постійних значеннях частоти обертання шпинделя n та подачі S_0 не суттєво впливає на віброактивність ШВ (рис. 4.25).

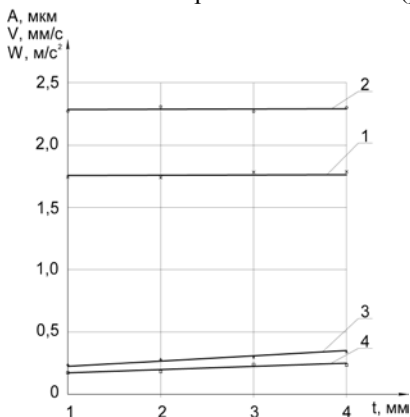


Рисунок 4.25 – Параметри вібрації шпиндельного вузла при зміні глибини різання: 1 – СКЗ віброамплітуди (A); 2 – пікові значення віброамплітуди (A); 3 – СКЗ віброприскорення (W); 4 – СКЗ віброшвидкості (V)

Як видно з графіків на рис. 4.26, параметри вібрації шпindelного вузла істотно зростають при збільшенні як частоти обертання шпindelю, так і подачі (при постійних значеннях глибини різання t), причому n впливає на віброактивність системи більш суттєво ніж S_0 .

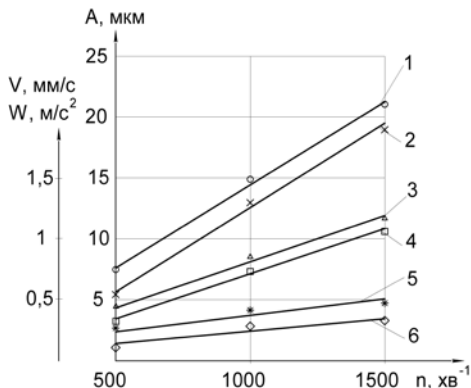


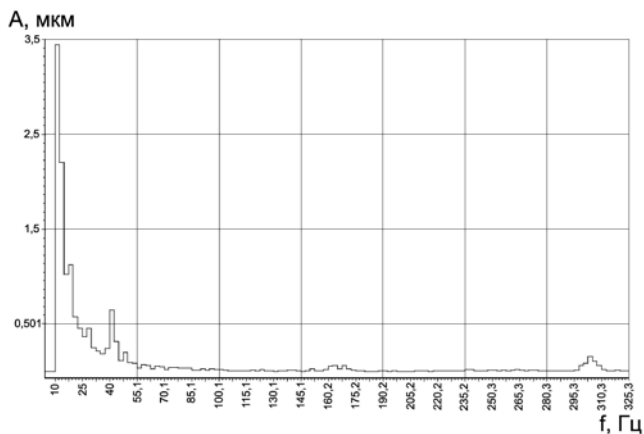
Рисунок 4.26 – СКЗ параметрів вібрації шпindelного вузла при варіюванні значеннями n та S : 1, 2 – віброамплітуда (A) при $S_0=0,154$ мм/об та $S_0=0,029$ мм/об відповідно; 3, 4 – віброшвидкість (V) при $S_0=0,154$ мм/об та $S_0=0,029$ мм/об відповідно; 5, 6 – віброприскорення (W) при $S_0=0,154$ мм/об та $S_0=0,029$ мм/об відповідно

Вплив кінематичних ланцюгів шпindelного вузла на його віброактивність пов'язаний, насамперед, з робочими процесами в зубчастих передачах та підшипниках, похибками виготовлення та складання елементів привода головного руху. Як зазначається в роботах [26, 33, 57], найбільший вплив на віброактивність роторних вузлів технологічних машин на підшипниках ковзання будуть чинити похибки, пов'язані з роботою зубчастих передач.

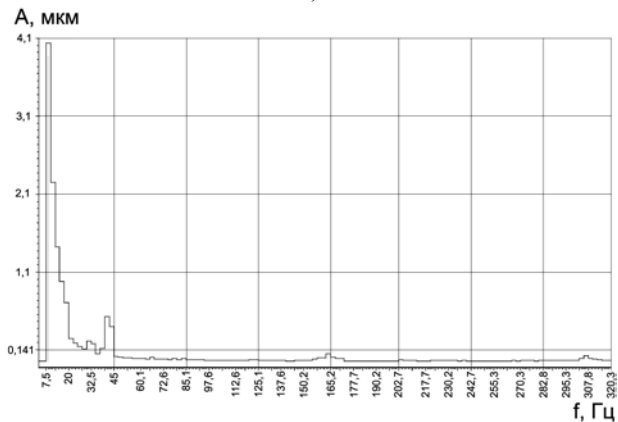
Періодична зміна кутової жорсткості зубців та похибка кроку зачеплення обумовлюють формування в спектрі коливань зубчастої передачі зубцевої частоти та її гармонік. Окрім цього, у вихідному спектрі наявна випадкова шумова компонента.

Спектр коливань шпindelного вузла верстата має широкосмуговий характер, і, як видно з рис. 4.27 – 4.30, сигнал з акселерометра не дає змоги прямими методами виділити зубцеву частоту на фоні адитивної шумової складової. В цьому випадку

ефективне застосування непрямих методів діагностування спектрального сигналу [24], наприклад синхронного накопичення сигналу, що огинає [57].



а)

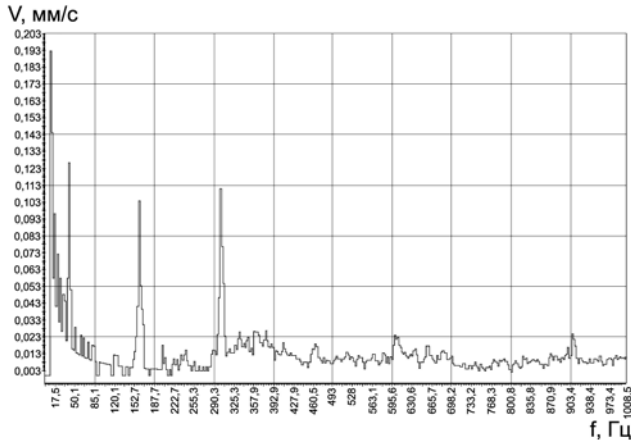


б)

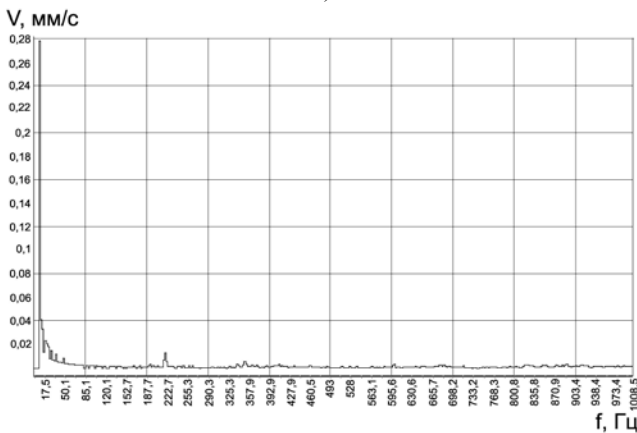
Рисунок 4.27 – Спектри вібропереміщень шпindelного вузла (перобір шпindelя 1:8): а – гармонічне навантаження ; б – навантаження процесом різання

При передачі обертання через кінематичний перобір шпindelя віброактивність вузла буде визначатися амплітудами на частоті

обертання шпинделя f_0 , частотах $f \approx 0$ Гц, ≈ 168 Гц, ≈ 307 Гц, ≈ 615 Гц, ≈ 925 Гц (див. рис. 4.27 – 4.30). Причому, при навантаженні з боку процесу різання найбільші резонансні амплітуди віброшвидкості 0,309 мм/с та віброприскорення $0,587$ м/с² припадають на другу власну частоту коливань системи (≈ 307 Гц).

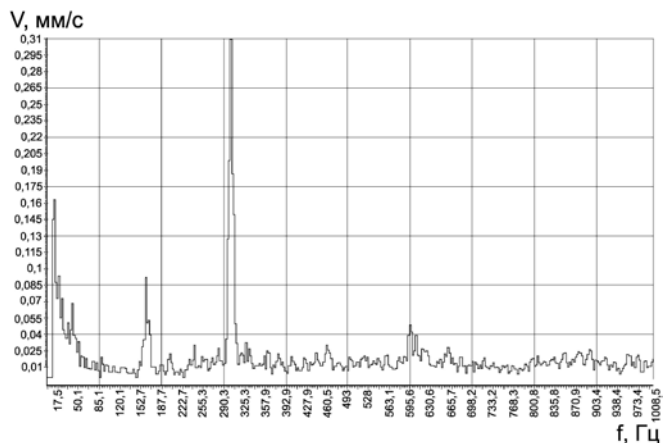


а)

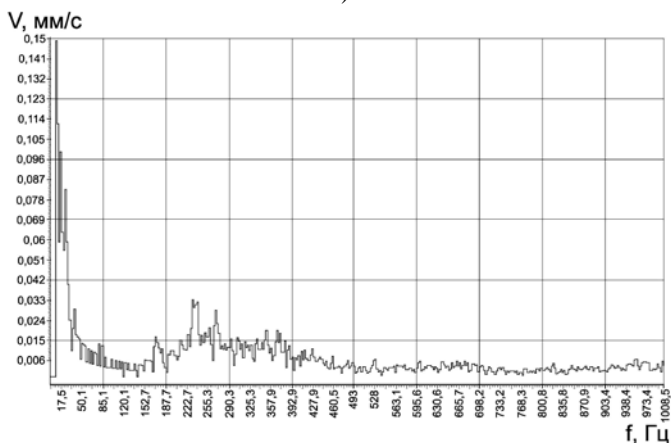


б)

Рисунок 4.28 – Спектри віброшвидкостей шпindelного вузла: а, б – перебір шпинделя відповідно 1:1 та 1:8 при навантаженні з боку процесу різання



а)

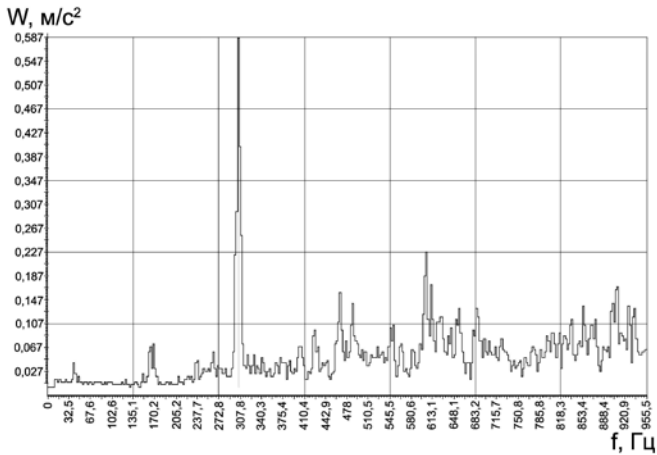


б)

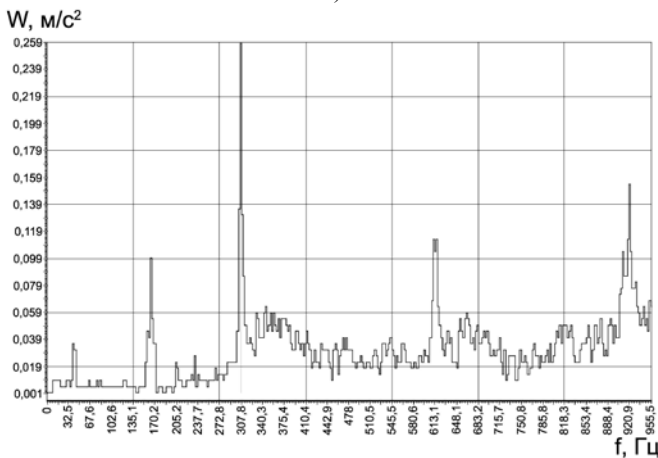
Рисунок 4.29 – Спектри віброшвидкостей шпиндельного вузла: а, б – перебір шпинделя відповідно 1:1 та 1:8 при гармонічному навантаженні

В той же час, при гармонічному навантаженні дисбалансом максимальні значення амплітуд віброшвидкості 0,193 мм/с мають місце на частоті f_0 . Наявність у спектрі резонансних піків на частотах 168 Гц, 307 Гц, 615 Гц, 925 Гц пояснюється збігом частот вимушених коливань з власними частотами системи ($f_1 \approx 168$ Гц, $f_2 \approx 307$ Гц) та кратними

гармоніками ($2 \cdot f_2 \approx 615$ Гц, $3 \cdot f_2 \approx 925$ Гц) другої власної частоти.



а)



б)

Рисунок 4.30 – Спектри віброприскорень шпindelного вузла (перевір шпindelя 1:8): а) – гармонічне навантаження, б) – навантаження процесом різання

Оцінювання впливу зубчастих передач здійснено шляхом аналізу різних режимів навантаження на шпindelний вузол при варіюванні кінематичними ланцюгами перебору частот та подач.

Встановлено, що при варіюванні перебором шпинделя максимальні значення СКЗ амплітуд вібропереміщень мають місце при використанні перебору 1:1 з передаванням крутячого моменту безпосередньо за допомогою зубчастої муфти у всьому діапазоні зовнішніх навантажень (див. графіки 1, 2 на рис. 4.31, а).

Інша картина спостерігається при варіюванні перебором подач, де значення СКЗ параметрів вібрації збільшуються при підключенні більш «довгого» ланцюга (8:1), причому з різанням зростання цих параметрів відбувається інтенсивніше в порівнянні з навантаженням дисбалансом (рис. 4.31, б).

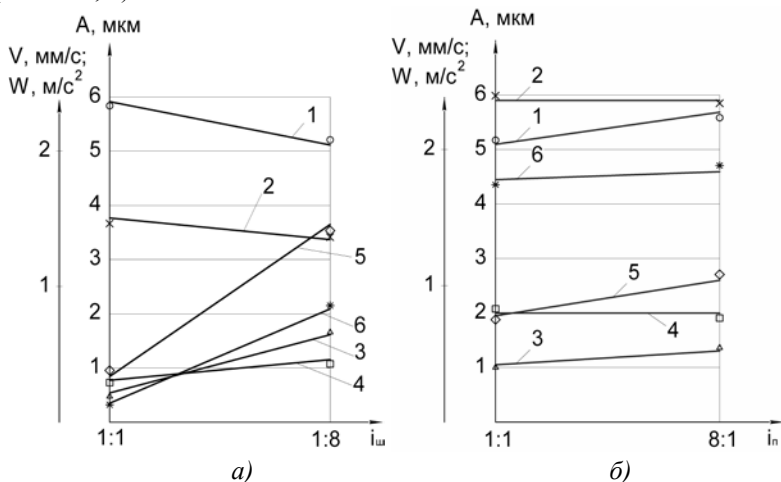


Рисунок 4.31 – СКЗ параметрів вібрації шпиндельного вузла при варіюванні перебором шпинделя а) і подач б): 1, 2 – вібропереміщення (A) при навантаженні дисбалансом та процесом різання відповідно; 3, 4 – віброшвидкість (V) при навантаженні дисбалансом та процесом різання відповідно; 5, 6 – віброприскорення (W) при навантаженні дисбалансом та процесом різання відповідно

Як видно з графіків на рис. 4.31, а, найбільше значення СКЗ вібропереміщення 5,9 мкм має місце при передачі обертання на шпиндель за допомогою зубчастої муфти. Коливання виникають внаслідок похибок виготовлення та складання приводної шестерні та шестерні-муфти, що ковзає при включенні муфти по шестерні, закріпленій на шпинделі.

ЧАСТИНА II

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ПРОЕКТУВАННЯ РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ

РОЗДІЛ 5

Визначення радіального зазору та тиску у гідростатичних підшипниках регульованого типу

5.1. Просторова геометрія регульованого радіального зазору

Зміщення шпинделя під навантаженням можуть перевищувати припустиму величину радіального зазору в ГСО, що призводить до появи небажаного механічного контакту і пошкодження спряжених поверхонь підшипників.

При роботі на малих статичних зазорах існує можливість появи зон нестійкого положення шпинделя з виникненням автоколивань у вигляді напівшвидкісного вихру. В цьому випадку вихідні характеристики ГСО значно зменшуються [80, 167]. Величина критичної частоти обертання $n_{ш}$, при якій виникає дане явище, залежить від товщини мастильної плівки і при збільшенні її розмірів величина $n_{ш}$ збільшується.

Отже, однією з основних характеристик, що впливає на точність обертання гідростатичного шпинделя, є величина зазору в його опорних вузлах.

Для випадку ексцентричного положення вала 2 (рис. 5.1) в гладкому циліндричному підшипнику 1 при відсутності перекосу та згину осі шпинделя радіальний зазор h можна представити в полярній системі координат у вигляді:

$$h(\varphi) = \delta_0 - e_0 \cdot \cos(\varphi - \varphi_0), \quad (5.1)$$

де тут і далі δ_0 – радіальний статичний зазор в опорі; e_0 , φ_0 – абсолютний ексцентриситет та кут, що визначають положення центра поперечного перерізу шпинделя відповідно; φ – полярний кут.

Прийmemo, що центр нерухомої декартової системи координат OXYZ розташований на лівій границі підшипника, вісь Z співпадає з геометричною віссю гідростатичної втулки 1. Ексцентричне положення

опорної шийки шпинделя 2 відносно втулки 1 буде визначатися рухомою системою координат $O_1X_1Y_1Z_1$, що утворена переносом початку координат на відстань e_0 під кутом φ_0 , де вісь Z_1 співпадає з геометричною віссю шпинделя 2.

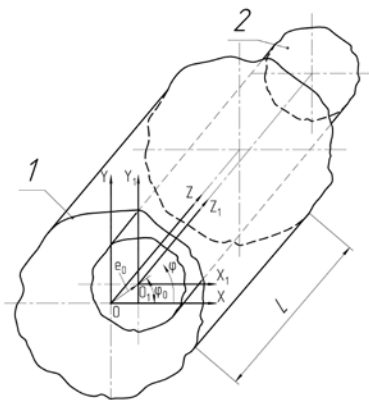


Рисунок 5.1 – До визначення функції радіального зазору в ГСО:

1 – гідростатична втулка; 2 – шпиндель

Перекіс у вертикальній площині будемо визначати кутом α нахилу осі шпинделя, у горизонтальній площині – кутом β . Тоді координати центра осі шпинделя в перерізах, що відповідають лівій та правій границям підшипника, в полярній системі координат запишуться так:

$$e_L = \sqrt{(e_0 \cos \varphi_0 + Z_L \operatorname{tg} \beta)^2 + (e_0 \sin \varphi_0 + Z_L \operatorname{tg} \alpha)^2}, \quad (5.2)$$

$$\varphi_L = \operatorname{arctg} \frac{e_0 \sin \varphi_0 + Z_L \operatorname{tg} \alpha}{e_0 \cos \varphi_0 + Z_L \operatorname{tg} \beta}.$$

Враховуючи багатозначність функції arctg , значення кута φ_L в полярних координатах визначається з урахуванням квадранту розташування центра осі шпинделя. Таким чином, з урахуванням (5.2) радіальний зазор в довільному перерізі ортогональному до геометричної осі шпинделя буде:

$$h(\varphi, z) = \delta_0 - \sqrt{(e_0 \cos \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \beta)^2 + (e_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2} \times \cos \left(\varphi - \operatorname{arctg} \frac{e_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha}{e_0 \cos \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \beta} \right). \quad (5.3)$$

За відсутності перекосу, тобто при $\alpha=\beta=0$, вираз (5.3) повністю співпадає з формулою (5.1).

Радіальний зазор залежить від багатьох факторів (рис. 5.2), які пов'язані як з конструктивними особливостями будови підшипника, так і технологічними, експлуатаційними похибками та параметрами системи живлення ГСО.

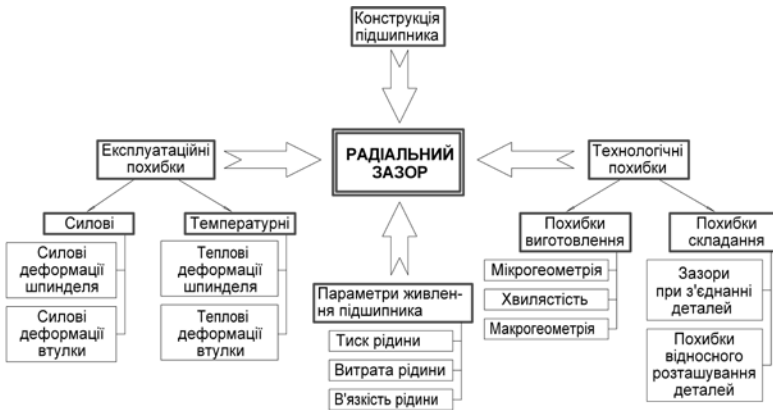


Рисунок 5.2 – Фактори, що впливають на величину радіального зазору в ГСО

Так, похибки виготовлення та складання опорного вузла, які нормуються відповідними допусками та посадками, суттєво впливають на режим тертя в підшипнику та реакцію його масляного шару.

Шпиндель завдяки скінченній жорсткості деформується, що призводить до зміни епор тисків та істотно впливає на його навантажувальну здатність. Значний вплив на динамічні характеристики ГСО чинять температурні деформації спряжених поверхонь. Тенденція підвищення тиску в системах живлення ГСО обумовлює необхідність врахування деформацій опорних частин під дією високого тиску рідини.

Таким чином, мінімальна величина статичного зазору повинна задовольняти умові:

$$\delta_{\min} \geq \Delta_{\text{тех}} + \Delta_{\text{сд}} + \Delta_{\text{тд}} + h_a,$$

де $\Delta_{\text{тех}}$ – технологічні похибки виготовлення та складання пари тертя; $\Delta_{\text{сд}}$ – похибки пов'язані з силовими (моментними) деформаціями пари тертя; $\Delta_{\text{тд}}$ – температурні деформації пари тертя; h_a – товщина адсорбційного шару мастила [101].

Для досліджуваного класу опорних вузлів з урахуванням параметрів системи живлення (тиск в карманах до 4 МПа), частот обертання шпинделів (до 10000 хв⁻¹) та величин регульованого діаметрального зазору в ГСО (40 – 80 мкм) деформації, обумовлені високими значеннями тиску рідини, не чинять істотного впливу на характеристики підшипника і ними, в першому наближенні, можна знехтувати. Параметри системи живлення підшипника вважаємо ustalеними.

Отже, в загальному випадку радіальний зазор в регульованій ГСО може бути описаний рівнянням

$$h(\varphi, z) = \delta_0 + h_{np}^{ш}(z) + h_{np}^{вт}(z) - \sqrt{(e_0 \cos \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \beta)^2 + (e_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2} \times \\ \times \cos \left(\varphi - \operatorname{arctg} \frac{e_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha}{e_0 \cos \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \beta} \right) + \Delta_{г.в.}^{ш}(\varphi) + \Delta_{г.в.}^{вт}(z) + \Delta_{г.в.}^{вт}(\varphi) + \\ + \Delta_{г.в.}^{вт}(z) + \Delta_{г.в.}^{ст}(\varphi, z) - (\Delta_{г.в.}^{ш}(\varphi) + \Delta_{г.в.}^{вт}(\varphi) + \Delta_{г.в.}^{ш}(z) + \Delta_{г.в.}^{вт}(z)) \quad , \quad (5.4)$$

де $h_{np}^{ш}(z), h_{np}^{вт}(z)$ – пружні переміщення шпинделя і втулки в аксіальному напрямку відповідно; $\Delta_{г.в.}^{ш}(\varphi), \Delta_{г.в.}^{вт}(\varphi)$ – геометричні відхилення шпинделя і втулки у тангенційному напрямку відповідно; $\Delta_{г.в.}^{ш}(z), \Delta_{г.в.}^{вт}(z)$ – геометричні відхилення шпинделя і втулки в аксіальному напрямку відповідно; $\Delta_{г.в.}^{ст}(\varphi, z)$ – геометричні відхилення у рухомому з'єднанні «гідростатична втулка – конічна втулка» у тангенціальному і аксіальному напрямках; $\Delta_{г.в.}^{ш}(\varphi), \Delta_{г.в.}^{вт}(\varphi)$ – відхилення шпинделя і втулки відповідно, обумовлені температурними деформаціями у тангенційному напрямку; $\Delta_{г.в.}^{ш}(z), \Delta_{г.в.}^{вт}(z)$ – відхилення шпинделя і втулки відповідно, обумовлені температурними деформаціями в аксіальному напрямку.

В загальному випадку складові формули (5.4) за виключенням статичного радіального зазору δ_0 є випадковими величинами. Перекіс опорних поверхонь ГСО відбувається, насамперед, під дією постійної складової зовнішнього навантаження, тоді доданок у виразі (5.4), обумовлений перекосом, з деяким наближенням, можна покласти детермінованим.

Складові формули (5.4), обумовлені пружними деформаціями

елементів ГСО $h_{пр}^{ш}(z), h_{пр}^{вт}(z)$, залежать від випадкових значень жорсткості в радіальному напрямку підшипника. Враховуючи характер навантаження та робочі режими шпинделів верстатів токарної та шліфувальної груп, зробимо припущення про малість випадкових флуктуацій радіальної жорсткості в напрямку регулювання зазору, тобто переміщення деформованого середовища будуть визначатися виключно детермінованими показниками статичної та динамічної жорсткості ГСО.

Похибки, пов'язані з геометричними відхиленнями поверхонь деталей підшипника $\Delta_{г.в.}^{ш}(\varphi), \Delta_{г.в.}^{вт}(\varphi), \Delta_{г.в.}^{ш}(z), \Delta_{г.в.}^{вт}(z), \Delta_{г.в.}^{ст}(\varphi, z)$, температурними деформаціями $\Delta_{г.}^{ш}(\varphi), \Delta_{г.}^{вт}(\varphi), \Delta_{г.}^{ш}(z), \Delta_{г.}^{вт}(z)$ є суттєво випадковими, для яких справедливим є припущення про нормальність закону розподілу ймовірностей.

Розглянемо деформації опорної частини шпинделя. Згин осі шпинделя під дією зовнішнього навантаження і реакцій мастильного шару в опорах приводить до зміни величини радіального зазору в підшипнику. Внаслідок існуючого перекосу осей виникає асиметрія епюри тиску відносно центра опори, що, в свою чергу, приводить до формування одночасно із силовою і моментної складової реакції мастильного шару. Тому, необхідно оцінити вплив деформацій пружної осі на динамічні характеристики шпиндельного вузла з регульованими ГСО.

Для аналізу деформаційних характеристик опорної частини шпинделя скористаємося методикою, наведеною у підрозділі 4.2.

В якості прикладу розглянемо шліфувальну бабку верстата 3Т161 модернізованої конструкції на регульованих ГСО.

Розрахункова модель шпиндельного вузла розглядається як пружна ступінчаста балка на пружнодемпфуючих опорах (див. рис. 1.15). Відомо, що найбільш істотний вплив згин шпинделя буде чинити на характеристики його передньої опори, тому з метою визначення геометричних параметрів пружної осі по довжині L опорної поверхні переднього ГСП додатково введені два перерізи 13, 14 (рис. 5.3, 5.4).

Обмежимося також аналізом деформацій згинання за силовим збуренням з боку процесу різання, що безпосередньо впливає на переміщення опорної шийки переднього ГСП шліфувального

шпинделя. Сила різання $P_z = 480$ Н (відповідає зусиллю на шпиндельний вузол при вимірюванні жорсткості верстата [132]) прикладена в перерізі 16.

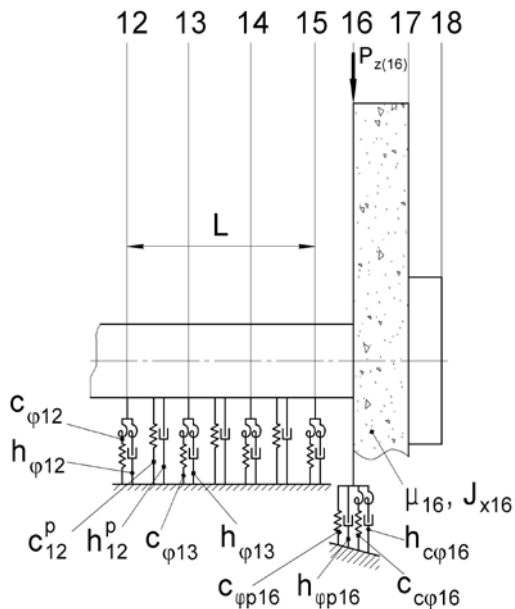


Рисунок 5.3 – Фрагмент розрахункової схеми шпиндельного вузла

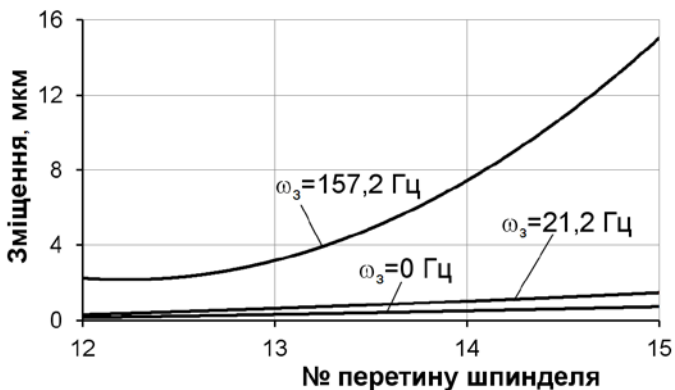


Рисунок 5.4 – Форми пружної осі опорної частини шпинделя в передньому ГСП

За результатами комп'ютерного розрахунку побудовані форми коливань пружної осі шпинделя по довжині переднього ГСП шліфувального шпинделя (див. рис. 5.4), з яких видно, що форма коливань на частоті $\omega_3=21,2$ Гц (відповідає максимальній робочій швидкості обертання шпинделя) має лінійну характеристику і практично не відрізняється від статичної форми ($\omega_3=0$) пружної осі.

Отже, можна зробити висновок, що в робочому частотному діапазоні в передньому ГСП відбувається зміщення (перекіс) геометричної осі шпинделя без згинання. На частотах близьких до першої критичної швидкості вала ($f=157,2$ Гц) відбувається викривлення пружної лінії по довжині підшипника (див. рис. 5.4).

Враховуючи вищевикладене, для регульованих ГСО можна обмежитись врахуванням тільки перекосу геометричної осі шпинделя в гідростатичній втулці. Припущення щодо нехтування випадковими флуктуаціями радіальної жорсткості шпинделя адекватно відтворює механіку деформованого середовища, оскільки переміщення в напрямку регулювання зазору в робочому діапазоні швидкостей обертання, як видно з рис. 5.4, визначаються саме усталеною величиною статичної жорсткості.

В процесі регулювання радіального зазору в результаті осевого зміщення гідростатичної втулки в кінцічному з'єднанні виникає нормальне розподілене по поверхні навантаження $N(x, y, z)$, складова якого по осі y – N_y переміщує пружні елементи опори з несучими карманами в радіальному напрямку (рис. 5.5).

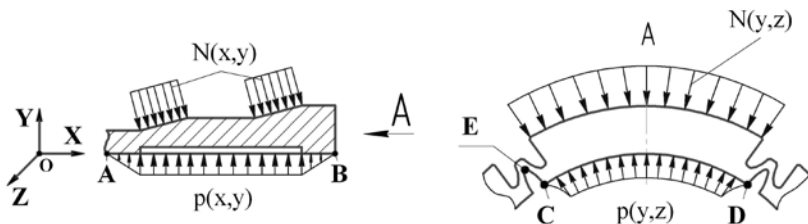


Рисунок 5.5 – До визначення навантаження опорної частини
гідростатичної втулки

Цьому переміщенню протидіє тиск рідини $p(x, y, z)$, розподілений по внутрішній опорній поверхні гідростатичної втулки. Нормальне

навантаження на гідростатичну втулку з урахуванням реального (неідеального) геометричного профілю та різних фізико-механічних властивостей контактуючих поверхонь має нелінійну характеристику. Завдяки асиметрії епюру тиску на опорних поверхнях підшипника в процесі регулювання зазору виникають силові і моментні складові реакції шару мастила як в аксіальному, так і тангенційному напрямках.

Отже, для визначення переміщень гідростатичної втулки в напрямку регулювання зазору необхідно розглянути її деформації в аксіальному та тангенціальному напрямках.

Враховуючи профіль пружної гідростатичної втулки, аналітичний розв'язок задачі в загальному випадку не є можливим. З метою аналізу напружено-деформованого стану гідростатичної втулки в процесі регулювання зазору скористаємося чисельним розрахунком на основі методу скінчених елементів, що реалізований в програмному середовищі CosmosWorks 2008. Об'єктом аналізу є 3D модель гідростатичної втулки з обмеженнями та навантаженням ідентичним до рис. 5.5.

Встановлено, що суттєвий вплив на величину регульованого зазору в аксіальному напрямку підшипника чинить розташування конічних поясків на гідростатичній втулці. Для зменшення «викривлення» аксіальних перемичок підшипника в процесі регулювання зазору пропонується скоротити відстань між конічними поясками гідростатичної втулки, що певним чином компенсує похибки регулювання зазору в радіальному напрямку (рис. 5.6, а).

В цьому випадку прогин Δu пружних елементів гідростатичної втулки з несучими карманами в аксіальному напрямку на ділянці між конусами має практично лінійний характер (штрихові криві на рис. 5.6, а). При підвищенні тиску в карманах опори викривлення перемички не спостерігається.

Як видно з графіків на рис. 5.6, б, переміщення Δu кромки А – В (див. рис. 5.5) аксіальної перемички гідростатичної втулки в площині XOY мають характер близький до лінійного. Незначне викривлення деформаційної форми аксіальної перемички (див. суцільну криву 1 на рис. 5.6, б) спостерігається при збільшенні тиску в карманах підшипника, проте цього явища можна уникнути шляхом збільшення затискного зусилля в кінчному спряженні контактуючих поверхонь

(див. штрихову криву 1 на рис. 5.6, б). З точки зору мінімізації деформацій і напружень в матеріалі втулки рекомендується забезпечувати робочий тиск в карманах регульованих ГСП в межах $1,5 \div 2,5$ МПа.

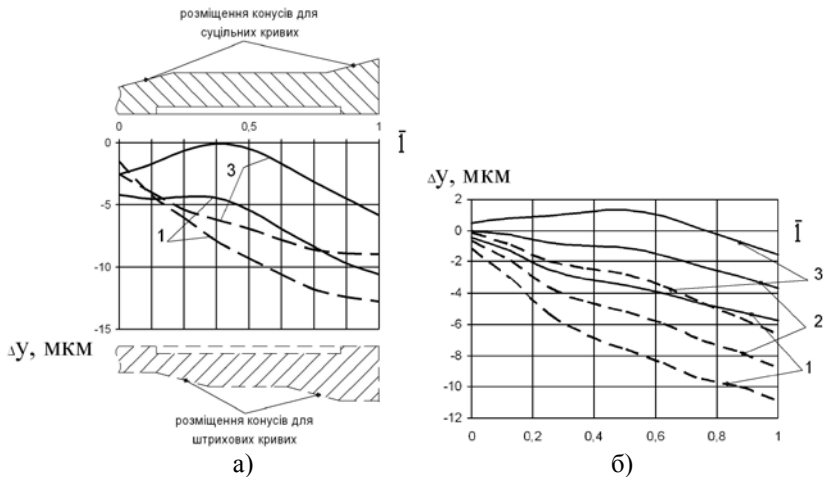


Рисунок 5.6 – Переміщення Δu кромки А – В гідростатичної втулки в радіальному напрямку (на рис 5.6, б суцільна крива приведена для тиску в кінчному спряженні $N=7$ МПа; штрихова – для $N=11$ МПа): \bar{l} – безрозмірна величина довжини кромки А – В; 1 – тиск в карманах опори 1,5 МПа; 2 – тиск в карманах опори 2,5 МПа; 3 – тиск в карманах опори 3,5 МПа

Переміщення Δu кромки С – D (див. рис. 5.5) тангенційної перемички в напрямку регулювання зазору на ефективній ділянці $\bar{l}_{\text{еф}}$ (безрозмірна величина), що являє собою суму довжини карману та половину довжини аксіальних перемичок, на графіку рис. 5.7, а відбувається практично за горизонтальною ділянкою у всьому діапазоні робочих навантажень. В першому наближенні можна вважати, що процес регулювання в тангенціальному напрямку ГСП відбувається з усталеною величиною радіального зазору, відхилення якої на ефективній ділянці опори не перевищують 5-10% від величини регульованого параметру .

Переміщення кромки пазу С – Е (див. рис. 5.5) визначаються,

насамперед, деформаціями згину (штрихові криві на рис. 5.7, б) в напрямку регулювання зазору, що мають залежності близькі до лінійних у всьому робочому діапазоні навантажень. Деформації кручення (суцільні криві на рис. 5.7, б) на порядок менші деформацій згину і не чинять істотного впливу на регульований радіальний зазор.

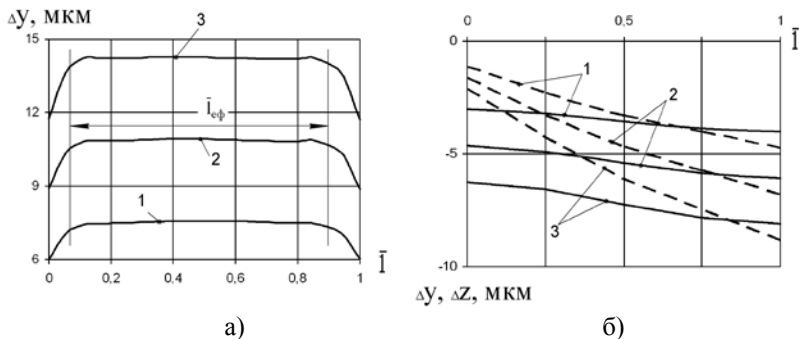


Рисунок 5.7 – Деформаційні характеристики гідростатичної втулки в напрямку осей OY і OZ (\bar{l} – безрозмірна довжина): 1 – $N=7$ МПа; 2 – $N=9$ МПа; 3 – $N=11$ МПа

В процесі регулювання зазору під навантаженням, обумовленим контактною взаємодією поверхонь конічного спряження, силами в різевому з'єднанні та тиском рідини на опорну поверхню підшипника, виникають деформації розтягування гідростатичної втулки, які характеризуються її додатнім переміщенням вздовж поздовжньої осі координат. Внаслідок ортогональності зазначених переміщень до напрямку регулювання зазору (радіального напрямку) та з урахуванням порядку величин переміщення перемичок опори вздовж осі OX (1 - 3 μm) впливом деформацій розтягування на радіальний зазор в регульованому ГСП можна знехтувати.

Розглянемо математичний опис складових формули (5.4), пов'язаних з геометричними відхиленнями деталей регульованого ГСП.

Просторова конфігурація радіального регульованого зазору в тангенціальному напрямку буде визначатися, насамперед, відхиленнями від круглості профілю поперечного перерізу ГСП, а геометрія зазору в аксіальному напрямку – відхиленнями профілю поздовжнього перерізу.

Величина $\rho(\varphi)$, що описує реальний профіль поперечного перерізу шпинделя, є періодичною функцією, яка допускає розкладення у ряд Фур'є, і може бути представлена у вигляді (1.30). У відповідності до [34], середнє коло – елемент профілю, який має номінальну форму і таке розташування, що сума квадратів відстаней між реальним та середнім елементами в межах нормованої ділянки шпинделя набуває мінімального значення. Середнє коло профілю поперечного перерізу є колом з радіусом $d/2$, для якого виконується умова $\sum_{\varphi=0}^{2\pi} \left(\frac{d}{2} - \rho(\varphi) \right)^2 \rightarrow \min$.

Розглянемо відхилення профілю $\Delta\rho(\varphi)$ від середнього кола, що визначається як $\Delta\rho(\varphi) = \rho(\varphi) - \frac{d}{2}$. Математичне сподівання відхилень профілю поперечного перерізу можна обчислити у вигляді

$m_{\tau} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} |\Delta\rho(\varphi)| d\varphi$. Дисперсію відхилень профілю поперечного

перерізу можна обчислити за залежністю $\sigma_{\tau}^2 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [\Delta\rho(\varphi)]^2 d\varphi$.

Для визначення геометричних відхилень шпинделя (втулки) в аксіальному напрямку підшипника необхідно знайти функції $h_1(z)$, $h_2(z)$ реального профілю в перерізі поздовжньою площиною YOZ на нормованій довжині L . В загальному випадку шукані функції не є періодичними, які доцільно представити у вигляді універсальних базисних функцій [139] по змінній координаті z . Математичний опис функцій $h_1(z)$, $h_2(z)$ може бути поданий у вигляді ряду:

$$h(z) = \frac{d}{2} + \sum_{k=1}^N \left[C_{1k} \cos\left(2\pi k \frac{z}{L}\right) + C_{2k} \sin\left(2\pi k \frac{z}{L}\right) + C_{3k} \text{ch}(kqz) + C_{4k} \text{sh}(kqz) \right], \quad (5.5)$$

де $h(z)$ – узагальнений запис шуканих функцій $x_1(z)$, $x_2(z)$ та $y_1(z)$, $y_2(z)$; $C_{1k} \dots C_{4k}$ – постійні коефіцієнти ряду; q – параметр, що залежить від форми твірної ділянки [139].

Середній профіль поздовжнього перерізу визначається двома прямими, розташованими на відстані d та рівновіддаленими відносно осі OZ, для якого виконуються умови: $\sum_{z=0}^L \left(\frac{d}{2} - h_1(z) \right)^2 \rightarrow \min$.

$\sum_{z=0}^L \left(\frac{d}{2} - h_2(z) \right)^2 \rightarrow \min$. Відхилення профілю $\Delta h_1(z)$, $\Delta h_2(z)$ від середнього профілю поздовжнього перерізу визначаються як: $\Delta h_1(z) = h_1(z) - \frac{d}{2}$, $\Delta h_2(z) = h_2(z) - \frac{d}{2}$. Математичне сподівання відхилень

профілю поздовжнього перерізу буде $m_a = \frac{1}{2L} \int_0^L [|\Delta h_1(z)| + |\Delta h_2(z)|] dz$.

Дисперсію відхилень профілю поздовжнього перерізу можна обчислити за формулою $\sigma_a^2 = \frac{1}{2L} \int_0^L [(\Delta h_1^2(z) + \Delta h_2^2(z))] dz$.

За наведеною методикою можна обчислити характеристики випадкових величин $\Delta_{г.в.}^{ш}(\varphi)$, $\Delta_{г.в.}^{вт}(\varphi)$, $\Delta_{г.в.}^{ш}(z)$, $\Delta_{г.в.}^{вт}(z)$, $\Delta_{г.в.}^{ст}(\varphi, z)$, що є складовими функції регульованого радіального зазору ГСО.

У першому наближенні для визначення випадкових складових функції регульованого радіального зазору, обумовлених температурними деформаціями $\Delta_r^{ш}(\varphi)$, $\Delta_r^{вт}(\varphi)$, $\Delta_r^{ш}(z)$, $\Delta_r^{вт}(z)$ можуть бути використані САЕ системи. Методика визначення температурних зміщень спряжених опорних поверхонь підшипника засобами САЕ систем розглянута у наступному підрозділі.

5.2. Визначення радіального зазору у тангенційному напрямку підшипника

Як видно із формули (5.4) більшість складових, окрім величини $\Delta_{г.в.}^{ст}(\varphi, z)$ та доданка, обумовленого перекосом шпинделя, є функціями аплікати z або полярного кута φ . У цьому випадку функцію зазору (5.4), яка враховує доданки, залежні від однієї координати (z або φ), можна подати у вигляді:

$$h(\varphi, z) = h(\varphi) + h(z). \quad (5.6)$$

Розглянемо особливості опису функції зазору $h(\varphi)$ у тангенційному напрямку підшипника з урахуванням пружних, геометричних та температурних відхилень опорних поверхонь.

Відомо, що похибки форм спряжених поверхонь опор ковзання чинять суттєвий вплив на витратні характеристики опор, несучу

здатність, жорсткість [64] та вихідну точність обертання шпинделя [21].

При остаточному шліфуванні деталей на опорних поверхнях підшипника формуються відхилення від круглості в його поперечному перерізі. Причому, для шпинделя найбільшого значення набуває овальність, для пружної втулки регульованого підшипника характерна похибка з кількістю хвиль до 6.

Як зазначалося в попередньому підрозділі, для математичного опису відхилень профілю поперечного перерізу опорних поверхонь підшипника пропонується використання ряду Фур'є у вигляді (1.30). Зручність застосування ряду Фур'є для опису макрогеометрії опорних поверхонь полягає в можливості одночасного врахування багатьох відхилень профілю, що є сумою декількох синусоїд з певними значеннями амплітуди. Кожна гармоніка ряду має чітко виражений геометричний сенс. Наприклад, нульова гармоніка ряду $d/2$ відповідає радіусу базового кола, перша гармоніка – абсолютному ексцентриситету положення контуру опорних поверхонь підшипника, друга гармоніка характеризує овальність контуру, наступні гармоніки визначають огранювання та хвилястість контуру з числом хвиль, що дорівнює номеру гармоніки ряду.

Початкова фаза гармоніки ψ_{ok} відповідає повороту контуру у від'ємному напрямку від кута $\pi/2$, тобто $\psi_{ok} = \frac{\pi}{2} - \varphi_0$.

Таким чином, функція зазору $h = f(\varphi)$ з урахуванням відхилень форми спряжених поверхонь може бути представлена у вигляді:

$$h(\varphi) = \delta_0 + \sum_{k=1}^S A_k^B \sin(k\varphi + \psi_{0k}^B) + \sum_{k=1}^H A_k^W \sin(k\varphi + \chi_{0k}^W) + \frac{T_{кр}^{BT} + T_{кр}^{WT}}{2}, \quad (5.7)$$

де тут і далі A_k^B, ψ_{0k}^B – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які характеризують відхилення пружної втулки; A_k^W, χ_{0k}^W – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які характеризують відхилення опорної поверхні шпинделя; $T_{кр}^{BT}, T_{кр}^{WT}$ – допуски круглості опорних поверхонь пружної втулки та шпинделя відповідно, S, H – кількість значимих гармонік профілю опорних поверхонь пружної втулки та шпинделя відповідно.

Амплітуди A_k^B і фази ψ_{0k}^B визначаються, як правило, експериментальним шляхом. Амплітуда A_1^m представляє собою абсолютний ексцентриситет є шпинделя в опорі. Значення A_2^m може бути знайдено як: $A_2^m = T_{кр}^m / 2$. Допуски круглості у виразі (5.7) нормуються стандартами [35].

Величини амплітуд A_k^B , фаз ψ_{0k}^B визначалися на основі спектрального аналізу контуру опорної поверхні пружної втулки спеціальної конструкції. Для цього було виготовлено дослідний зразок пружної втулки (рис. 5.8, а) і здійснено вимірювання відхилень від круглості по довжині її опорної поверхні в 70-ти поперечних перерізах з кроком між сусідніми перерізами 1 мм. Таким чином, опорна поверхня гідростатичної втулки довжиною 70 мм вкрита рівномірною сіткою перерізів, в яких визначалося відхилення радіальної координати внутрішньої циліндричної поверхні. Це дозволило оцінити похибки форми втулки в тангенційному та аксіальному напрямках підшипника.

Вимірювання здійснювалися за допомогою кругломіра моделі 289 з наступною цифровою обробкою сигналів на ПК засобами спеціального програмного забезпечення (рис. 5.8, б).

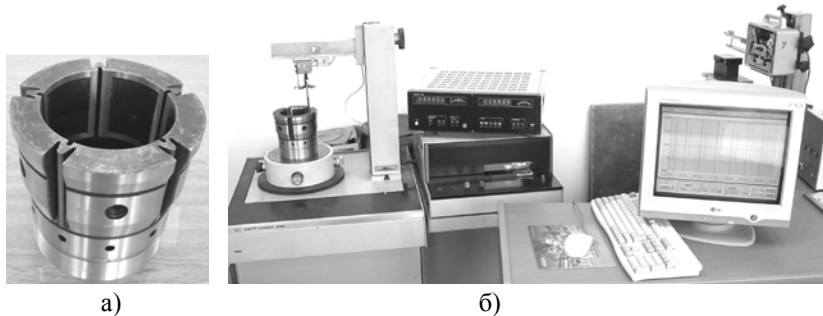


Рисунок 5.8 – Загальний вигляд а) дослідного зразка пружної втулки регульованого підшипника та вимірювання відхилень від круглості її опорної поверхні б)

Характерною особливістю пружної втулки є наявність груп поздовжніх пазів, що призначені для забезпечення можливості її деформації в напрямку регулювання зазору у підшипнику. Зазначені

пази утворюють переривчастий профіль опорної поверхні втулки, для вимірювання якого використовувався спеціальний вимірювальний шуп, що входить до комплекту кругломіра.

Перед вимірюванням здійснювалося попереднє налагодження приладу, сутність якого полягає в суміщенні (з мінімальною похибкою) осі опорної поверхні втулки з віссю стола приладу. Налагодження здійснювалося за двома крайніми (нижнім і верхнім) поперечними перерізами опорної поверхні втулки, в яких почергово виконувалося спочатку центрування, а потім нівелювання. Процедури центрування і нівелювання здійснювалися у двох взаємноортогональних напрямках приладу механізмами мікроподачі стола з контролем відхилень по індикатору робочої зони. Після попереднього налагодження здійснювали записування круглограм в кожному з 70-ти поперечних перерізів по довжині опорної поверхні втулки.

На рис. 5.9 приведені круглограми опорної поверхні втулки в 2-му (рис. 5.9 а, в) і 68-му (рис. 5.9 б, в) поперечному перерізі при різних масштабних коефіцієнтах.

Круглограми опорної поверхні мають незначні прояви хвилястості з амплітудою до 5 мкм та періодом хвиль $3...4^\circ$ по куту. На круглограмах чітко простежується огранювання поверхні з числом граней 3 та 5. Мають місце на опорній поверхні риси з глибиною западини 7...15 мкм, які є наслідком технології виготовлення втулки і утворені в результаті контактування опорної поверхні з зовнішньою конічною поверхнею оправки. Зазначена оправка використовувалася для базування по осі опорної поверхні втулки при остаточній обробці конічних поясків.

Для аналізу точності обробки на круглограмах визначено прилегле коло максимального діаметра, що вписане в реальний профіль опорної поверхні втулки. Відносно прилеглого кола визначено показники відхилень від круглості. Встановлено, що має місце тенденція до зростання відхилення від круглості по довжині опорної поверхні в напрямку до торця підшипника (знизу угору в положенні, як показано на рис. 5.8, б). Причому зазначені відхилення від круглості збільшуються майже в 2 рази між 1-м і 70-м поперечними перерізами.

Зазначене явище обумовлюється технологічною спадковістю. Пружна втулка по довжині має п'ять груп поздовжніх пазів, що

призводить до формування неоднакових показників жорсткості в функції полярного кута. При остаточному шліфуванні опорної поверхні в якості технологічної бази використовувалася вісь зовнішньої циліндричної поверхні, розташованої між різевою ділянкою та опорною поверхнею втулки. Тому радіальна жорсткість, враховуючи спосіб установки заготовки при обробці, зменшувалася по довжині консольної частини втулки. Це призвело до відзначеного збільшення відхилень від круглості по опорній довжині втулки.

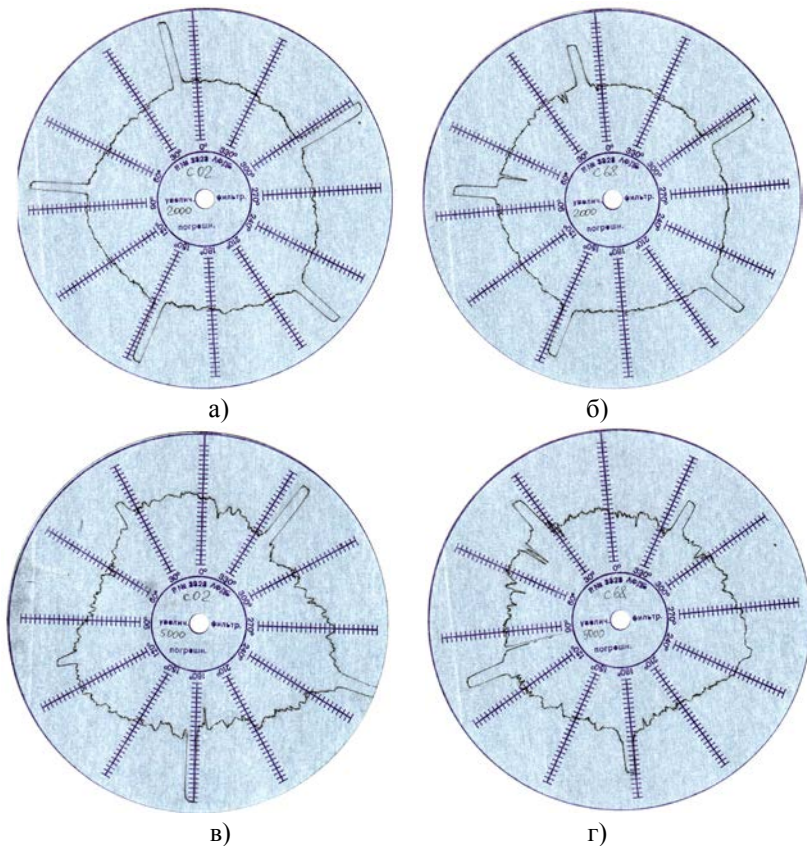


Рисунок 5.9 – Типові круглограми опорної поверхні пружної втулки:

а), в) – переріз №2 при збільшенні 2000 і 5000 відповідно;

б), г) – переріз №68 при збільшенні 2000 і 5000 відповідно

Формування огранювання контуру опорної поверхні втулки з числом граней 3, 5 пояснюється явищем технологічної спадковості технологічних баз та конструктивних форм відповідно.

Огранювання з трьома гранями виникає внаслідок використання трикулачкового самоцентрівного патрону для базування і закріплення втулки при остаточній обробці її опорної поверхні. Внаслідок деформації втулки при обробці з боку трьох кулачків патрона формується відповідне огранювання контуру обробленої поверхні. Огранювання з п'ятьма гранями формується внаслідок спадкування конструктивної форми втулки, що налічує п'ять груп поздовжніх пазів. При обробці ділянки втулки, утворені переривчастим профілем опорної поверхні, деформуються майже окремо, що обумовлює виникнення огранювання з п'ятьма гранями.

Для аналізу частотного складу круглограм здійснено їх спектральний аналіз.

Спектральний аналіз здійснено за результатами математичного опису контуру опорної поверхні втулки, для чого здійснено її експериментальні виміри на кругломірі з наступною цифровою обробкою. Дискретні значення ординати перерізу поверхні заготовки виміряно в 4100 точках (через $1,532 \times 10^{-3} \text{ }^\circ$ по куту).

На рис. 5.10 показано відхилення ординати контуру опорної поверхні, на якому простежуються западини, що обумовлені наявністю поздовжніх пазів втулки.

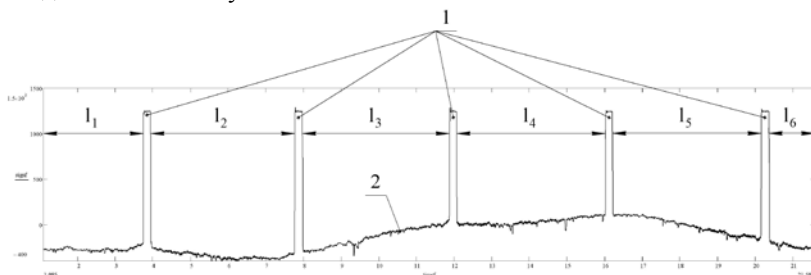


Рисунок 5.10 – Відхилення ординати контуру опорної поверхні пружної втулки в перерізі №2: 1 – западини, які відповідають поздовжнім пазам втулки

З метою подальшого аналізу інформації, яка відповідає ділянкам

$I_1 \dots I_6$ (див. рисунок 5.10) опорної поверхні підшипника, проводилося видалення з дискретного набору значень по куту 360° ординат переривчастого профілю, що відповідають западинам 1.

Для цього визначалися проміжки часу, які відповідають западинам 1, і проводилося об'єднання ділянок $I_1 \dots I_6$ дискретного масиву значень ординат профілю за допомогою функцій *submatrix* та *stack* пакету MathCAD. В результаті отримали дискретний набір ординат профілю в функції часу вимірювання, який приведений на рис. 5.11.

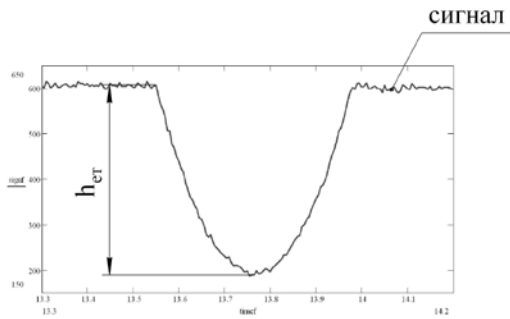


Рисунок 5.11 – Відхилення ординати контуру опорної поверхні втулки в перерізі №2 після видалення западин

Для визначення масштабу осі ординат на рис. 5.11 проводився запис круглограми зовнішньої циліндричної поверхні еталонного зразка з лискою в ідентичних до вимірювання втулки умовах (рис. 5.12).



а)



б)

Рисунок 5.12 – Загальний вигляд а) вимірювання круглограми еталонного зразка та визначення глибини западини б) $h_{ет}$ засобами MathCAD

В результаті обробки круглограми в пакеті MathCAD визначалося значення $h_{\text{ет}}$ в кодах АЦП ПК, що відповідає лисці на зовнішній поверхні еталона. Лиска має глибину 20 мкм. Таким чином, множенням значень ординат в кодах АЦП на масштабний коефіцієнт отримані значення ординат контуру опорної поверхні в мікрометрах (рис. 5.13).

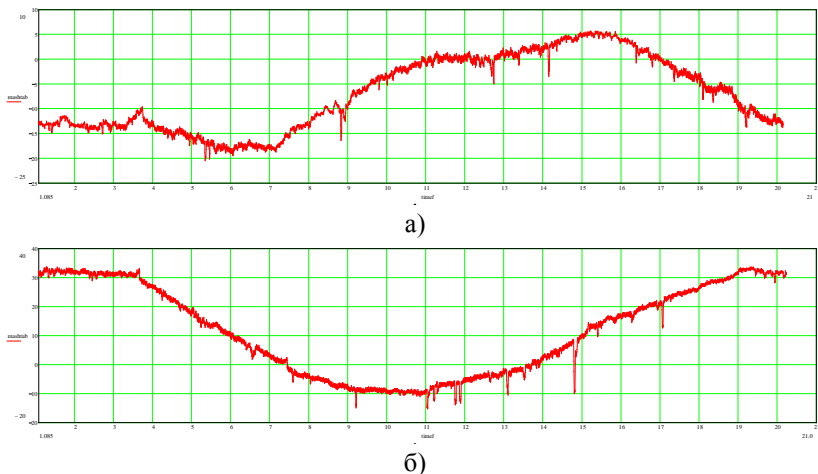


Рисунок 5.13 – До визначення ординати контуру опорної поверхні втулки в мікрометрах: а) – переріз №2; б) – переріз №68

Для математичного опису форми опорної поверхні втулки здійснена інтерполяція дискретних значень ординат контуру перерізу кубічними сплайнами. Для цього використані вбудовані функції *cspline* і *interp* пакету MathCAD. Круглограми профілю одержані сплайн-інтерполяцією дискретних значень профілю опорної поверхні наведена на рис. 5.14.

Математичний опис контуру опорної поверхні виконано за допомогою ряду Фур'є, що включає 80 гармонік, використовуючи залежність (3.1).

Знаходження коефіцієнтів ряду Фур'є, амплітуд і початкових фаз гармонік здійснено в програмному середовищі MathCAD, результати розрахунків для перерізу №2 приведені на рис. 5.15.

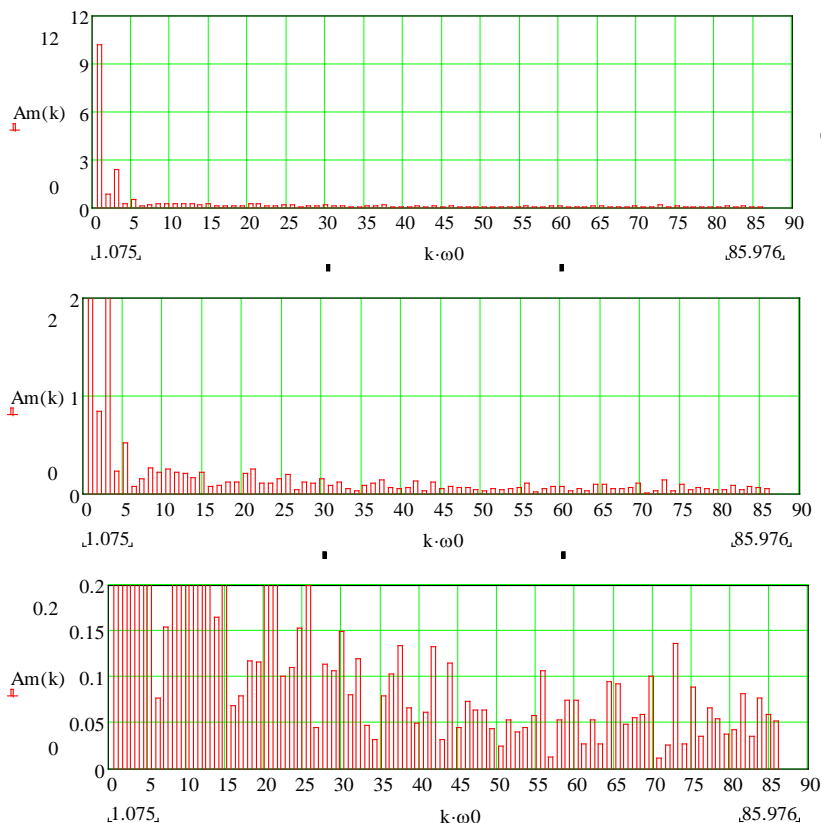


Рисунок 5.16 – Спектр амплітуд контуру опорної поверхні пружної гідростатичної втулки в перерізі №2 (графіки подані в різних масштабах по осі ординат)

Суттєвими є амплітуди гармонік з номерами до п'ятої включно (див. рис. 5.16). Найбільше значення має перша гармоніка, яка характеризує ексцентриситет контуру опорної поверхні втулки. В спектрі простежуються гармоніки, що характеризують огранювання поверхні, причому найбільшого амплітудного значення приймають гармоніки з номерами 3, 5. Найявна також друга гармоніка, що характеризує овальність контуру. Інші гармоніки мають нерегулярні зміни.

В спектрі на рис. 5.17, приведеному для перерізу опорної поверхні

втулки №68, простежується шоста суттєва гармоніка, яка кратна третій гармоніці і обумовлена деформаціями втулки при використанні трикулачкового патрона для фінішної обробки опорної поверхні.

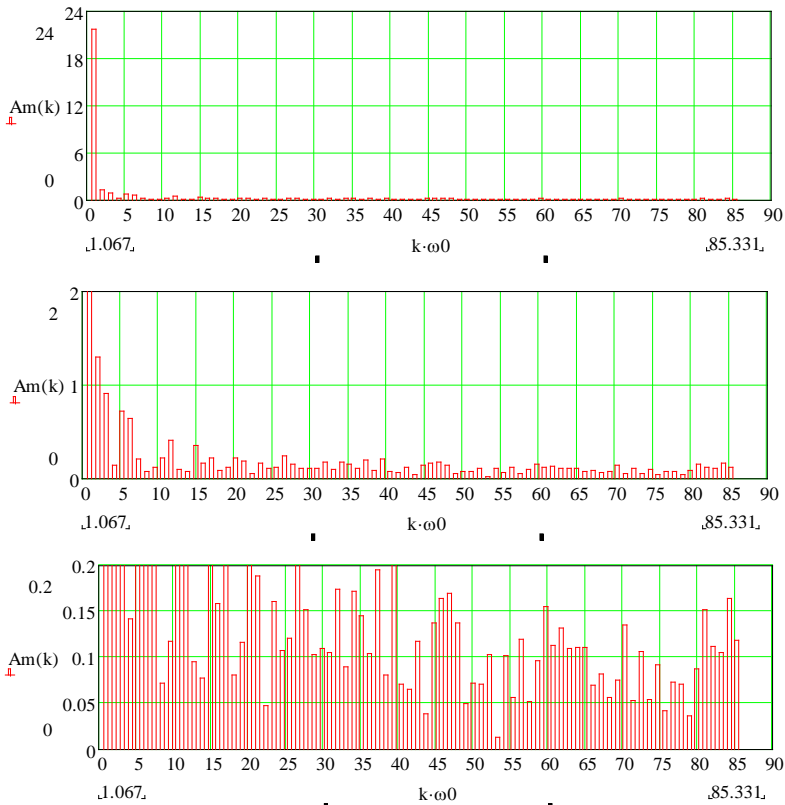


Рисунок 5.17 – Спектр амплітуд контуру опорної поверхні пружної гідростатичної втулки в перерізі №68 (графіки подані в різних масштабах по осі ординат)

З аналізу спектра на рис. 5.17 випливає, що гармоніки з номерами 1, 2, 5, 6 істотно зростають по відношенню до спектру контуру опорної поверхні в перерізі №2, значення четвертої гармоніки лишається приблизно на постійному рівні, а величина третьої гармоніки зменшується.

Розрахунок засобами пакета MathCAD початкових фаз контуру опорної поверхні втулки приведений на рис. 5.18.

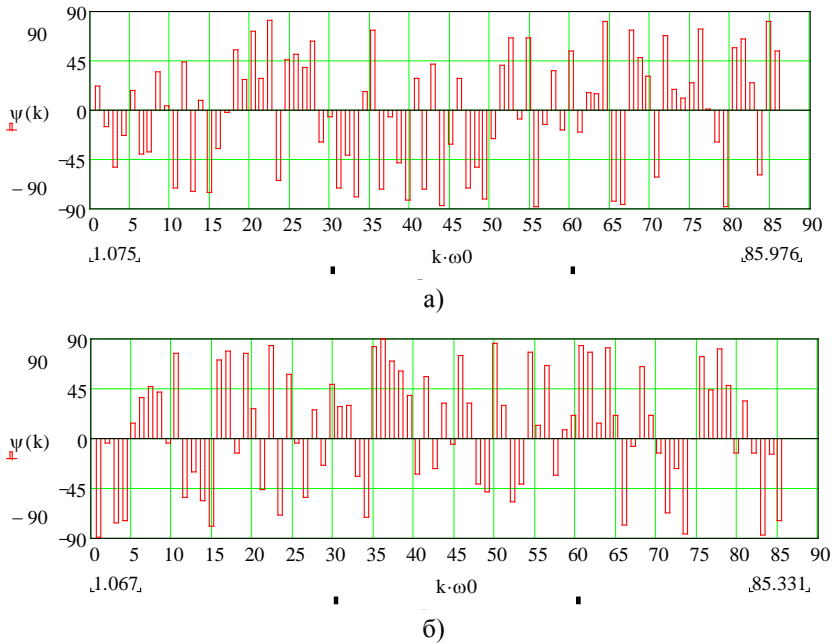


Рисунок 5.18 – Спектр початкових фаз контуру опорної поверхні пружної гідростатичної втулки: а) – в перерізі №2; б) – в перерізі №68

Статистичною обробкою спектрів амплітуд і початкових фаз гармонік в 70-ти перерізах опорної поверхні втулки отримано математичне сподівання амплітуд m_{Ak} та початкових фаз $m_{\psi k}$ суттєвих гармонік, які приведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Статистичні характеристики амплітуд та початкових фаз спектра опорної поверхні пружної гідростатичної втулки

	Номер гармоніки k					
	k=1	k=2	k=3	k=4	k=5	k=6
m_{Ak} , мкм	12,52	1,06	1,19	0,19	0,62	0,36
$m_{\psi k}$, °	-34,3	-9,5	-64,2	-48,5	15,4	-2,1

На рис. 5.19 показана функція радіального зазору $h = f(\varphi)$ в підшипнику за умов: $e_0=10$ мкм, $\delta_0=40$ мкм, $\varphi_0=75^\circ$, $T_{кр}^{BT}=10$ мкм,

$T_{кр}^m = 2$ мкм, $A^B = (12,52; 1,06; 1,19; 0,19; 0,62; 0,36)$, $A^m = (10; 1)$,
 $\psi^B = (\pi/2 + 34,3 \cdot \pi/180; \pi/2 + 9,5 \cdot \pi/180; \pi/2 + 64,2 \cdot \pi/180; \pi/2 + 48,5 \cdot \pi/180; \pi/2 - 15,4 \cdot \pi/180; \pi/2 + 2,1 \cdot \pi/180)$, $\chi^m = (\pi/2 - 75 \cdot \pi/180; 0)$.

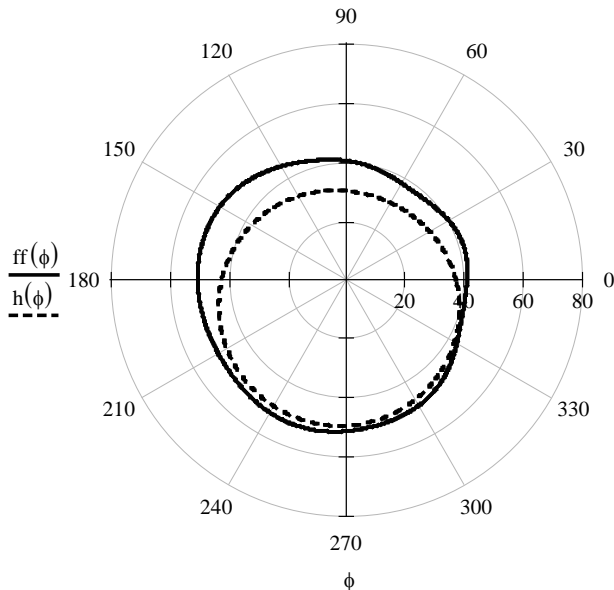


Рисунок 5.19 – Функція радіального зазору $h = f(\phi)$, визначена засобами MathCAD: штрихова крива – циліндричні поверхні підшипника; суцільна крива – з відхиленням форми спряжених поверхонь підшипника

Для аналізу впливу температурних деформацій опорних поверхонь підшипника на його радіальний зазор використана CAE система SolidWorks Simulation.

Для моделювання застосовано конструкцію 4-х карманної радіальної передньої ГСО шпindelного вузла токарного верстата УТ16А. Ескіз та тривимірна модель гідростатичної втулки із загартованої сталі 45 ГОСТ 1050-88 наведено на рис. 2.13. Шпindel за рекомендаціями [98] прийнято зі сталі 18ХГТ ГОСТ 4543-71, із загартованою до твердості HRC 56 – 60 опорною шийкою.

Враховуючи випадковий характер теплових деформацій спряжених поверхонь ГСО визначали їх статистичні характеристики: математичне сподівання та дисперсію величини зміщення радіальної координати

профілю опорних поверхонь підшипника. Аналіз величини та діапазон відхилення температурних зміщень оцінювали за математичним сподіванням $m(\overline{\Delta r})$ та дисперсією $\sigma^2(\overline{\Delta r})$ питомої величини зміщення радіальної координати профілю опорних поверхонь (рисунок 5.20), які є безрозмірними величинами, що характеризують частку температурних зміщень опорних поверхонь у величині радіального статичного зазору ГСО:

$$m(\overline{\Delta r}) = \frac{m(\Delta r_T^{BT}) + m(\Delta r_T^{III})}{\delta_0}, \quad (5.8)$$

$$\sigma^2(\overline{\Delta r}) = \frac{\sigma^2(\Delta r_T^{BT}) + \sigma^2(\Delta r_T^{III}) + 2\text{cov}(\Delta r_T^{BT}, \Delta r_T^{III})}{\delta_0^2} \quad (5.9)$$

де $m(\Delta r_T^{BT})$, $\sigma^2(\Delta r_T^{BT})$, $m(\Delta r_T^{III})$, $\sigma^2(\Delta r_T^{III})$ – математичні сподівання та дисперсії величини зміщення радіальної координати профілю опорних поверхонь гідростатичної втулки та шпинделя відповідно при певній усталеній температурі; $\text{cov}(\Delta r_T^{BT}, \Delta r_T^{III})$ – коваріація величин зміщення радіальної координати профілю опорних поверхонь гідростатичної втулки та шпинделя при певній усталеній температурі.

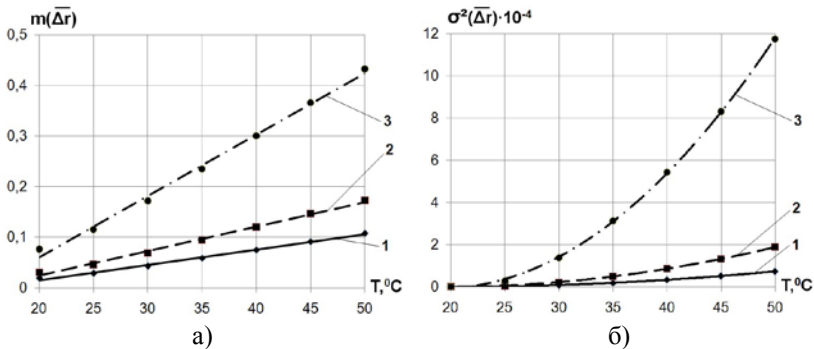


Рисунок 5.20 – Математичне сподівання $m(\overline{\Delta r})$ а) та дисперсія $\sigma^2(\overline{\Delta r})$ б) питомої величини зміщення радіальної координати профілю опорних поверхонь ГСО залежно від температури при різних величинах радіального статичного зазору δ_0 : 1 – $\delta_0=40$ мкм, 2 – $\delta_0=25$ мкм, 3 – $\delta_0=10$ мкм

З наведених на рис. 5.20 залежностей видно, що зі зменшенням величини статичного радіального зазору δ_0 вплив теплових деформацій опорних поверхонь ГСО при підвищенні температури проявляється значніше. Питома частка температурних деформацій при величині радіального зазору $\delta_0=10$ мкм без урахування похибок форми опорних поверхонь складає понад 40%. Враховуючи, що відхилення форми циліндричних поверхонь, що відповідають високій (С) відносній геометричній точності можуть складати до 12% від допуску розміру [25], сумарно частка температурних деформацій з відхиленнями форми опорних поверхонь може перевищувати 50% величини радіального статичного зазору, що безумовно впливатиме на робочі процеси в ГСО, знижуючи їх експлуатаційні характеристики.

Здійснений засобами пакету MathCAD спектральний аналіз профілю опорних поверхонь шпинделя та втулки при різних значеннях температури (рис. 5.21) дозволяє констатувати про збільшення амплітуд всіх гармонік зі зростанням температури опорних поверхонь ГСО. Найбільш суттєво проявляється вплив температури на 4-у гармоніку та кратні гармоніки з номерами 8, 12, 16. Це обумовлено 4-х карманним типом гідростатичної втулки з дренажними канавками, які створюють розривний профіль опорної поверхні найбільш схильний до прояву температурних деформацій.

Залежність, що описує функцію радіального зазору $h(\varphi)$ з урахуванням зміщень опорних поверхонь ГСО, обумовлених температурними деформаціями матиме вигляд:

$$h(\varphi) = \delta_0 - m(\Delta r_T^{BT}) - m(\Delta r_T^{шт}) - \sum_{k=1}^N A_k^{BT} \sin(k\varphi + \psi_{0k}^{BT}) - \sum_{k=1}^Q A_k^{шт} \sin(k\varphi + \chi_{0k}^{шт}) \quad (5.10)$$

де A_k^{BT}, ψ_{0k}^{BT} – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які характеризують відхилення гідростатичної втулки, обумовлені температурними деформаціями; $A_k^{шт}, \chi_{0k}^{шт}$ – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які характеризують відхилення опорної поверхні шпинделя, обумовлені температурними деформаціями; N та Q – відповідно кількість значимих гармонік профілю опорних поверхонь гідростатичної втулки і шпинделя при певній температурі.

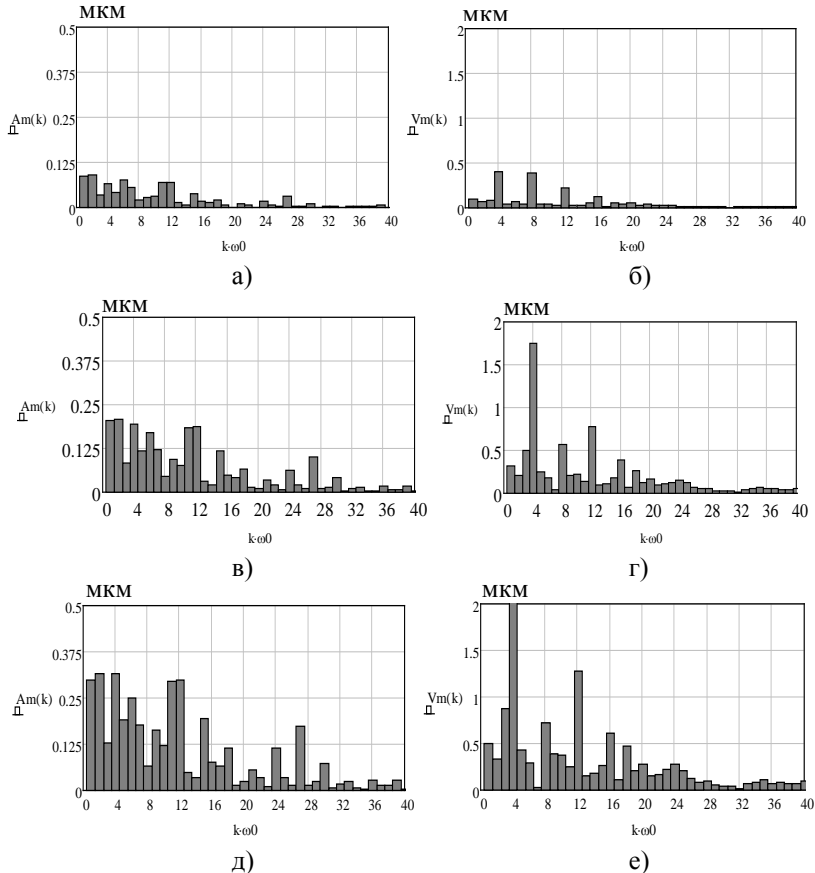


Рисунок 5.21 – Спектри амплітуд гармонік профілю опорних поверхонь ГСО: а,в,д - опорна шийка шпинделя при температурах відповідно 25°C, 35°C, 45°C; б,г,е - опорна поверхня гідростатичної тулки при температурах відповідно 25°C, 35°C, 45°C.

З огляду характеру впливу температури на величину амплітуд гармонік профілю опорних поверхонь ГСО, при математичному описанні відхилень профілю їх поперечного перетину слід збільшувати число значимих гармонік зі зростанням температури опорних поверхонь.

Таким чином, з урахуванням формул (5.7, 5.10), отримаємо узагальнений вираз для визначення функції зазору $h(\varphi)$ у тангенційному

напрямку підшипника з урахуванням пружних, геометричних та температурних відхилень опорних поверхонь:

$$h(\varphi) = \delta_0 + \sum_{k=1}^S A_k^B \sin(k\varphi + \psi_{0k}^B) + \sum_{k=1}^H A_k^M \sin(k\varphi + \chi_{0k}^M) + \left(\frac{T_{кр}^{BT}}{2} + \frac{T_{кр}^{MT}}{2} \right) - \left(m(\Delta r_T^{BT}) + m(\Delta r_T^M) \right) - \sum_{k=1}^N A_k^{BT} \sin(k\varphi + \psi_{0k}^{BT}) - \sum_{k=1}^Q A_k^{MT} \sin(k\varphi + \chi_{0k}^{MT}) \quad (5.11)$$

5.3 Визначення радіального зазору в аксіальному напрямку підшипника

В загальному випадку функція $h(z)$, що визначає радіальний зазор у аксіальному напрямку підшипника, може бути визначена на основі ряду (5.5). Проте, якщо проаналізувати графіки на рис. 5.6 можна бачити, що в процесі регулювання зазору пружні деформації гідростатичної втулки спричиняють появу конусності та бочкоподібності (сідлоподібності) її опорної поверхні в аксіальному напрямку підшипника.

Найбільш зручним способом для математичного опису (апроксимації) похибок, спричинених пружними деформаціями опорної поверхні втулки, представлених дискретним набором даних, є використання поліноміальних залежностей довільного ступеня. Докладно питання апроксимації таблично заданих функцій лінійними математичними моделями розглянуто у монографії [139]. Дискретна множина значень переміщень опорних поверхонь в аксіальному напрямку ГСП визначалася на основі моделювання напружено-деформованого стану гідростатичної втулки при розрахункових навантаженнях в процесі регулювання радіального зазору засобами системи CosmosWorks.

В результаті отримали функцію зазору у вигляді

$$h(z) = a_0 + a_1 \frac{z}{L} + a_2 \left(\frac{z}{L} \right)^2 + a_3 \left(\frac{z}{L} \right)^3, \quad (5.12)$$

де a_0, a_1, a_2, a_3 – коефіцієнти апроксимуючого полінома.

Коефіцієнти a_0, a_1, a_2, a_3 визначалися за методикою, наведеною у [142].

Найбільш часто для нормування відхилень форми опорних поверхонь шпинделя та гідростатичної втулки в осьовому напрямку ГСП використовують частинні відхилення профілю поздовжнього перерізу, а саме: конусоподібність, бочкоподібність або сідлоподібність. Нормована ділянка зазначених відхилень форми, як правило, відповідає довжині L опорної поверхні підшипника. Для опису таких геометричних відхилень найбільш зручно застосовувати математичні моделі у вигляді поліноміальних залежностей.

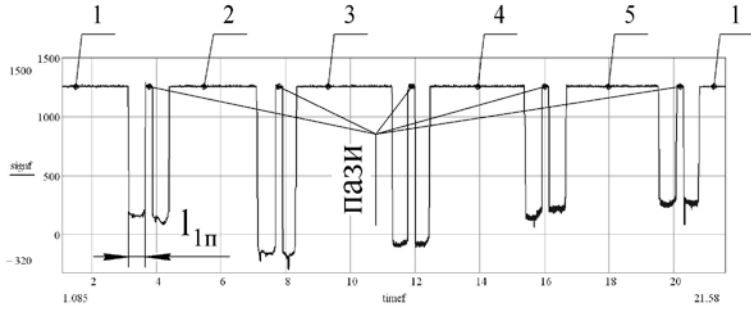
Тому, для урахування геометричних відхилень спряжених опорних поверхонь в аксіальному напрямку підшипника функція зазору в загальному випадку матиме вигляд (5.12).

З метою визначення відхилень форми в осьовому напрямку гідростатичної втулки спеціальної конструкції запропонований наступний підхід. Відхилення форми в поздовжньому напрямку оцінювалися за математичним сподіванням m_t відхилень радіальної координати контуру поперечного перерізу по довжині l_{1n} окремої аксіальної перемички підшипника (рис. 5.22). Математичне сподівання визначалося за результатами вимірювання круглограм опорної поверхні гідростатичної втулки. Значення m_t визначені по довжині L опорної поверхні в 70-ти поперечних перерізах з кроком між сусідніми перерізами 1 мм.

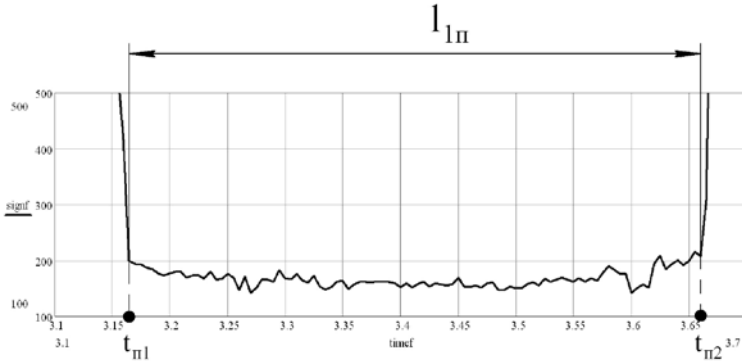
Після попереднього налагодження кругломіра кутове положення гідростатичної втулки відносно точки початку вимірювання (початкового положення щупа) залишалось незмінним у всіх поперечних перерізах опорної поверхні. Це дає змогу ідентифікувати кармани і перемички втулки в часі вимірювання приладу. Для першої в часі вимірювання перемички (правої аксіальної перемички першого карману) засобами редагування графіків в пакеті MathCAD визначалися моменти часу t_{n1} і t_{n2} (рис. 5.22, б), які відповідають довжині l_{1n} перемички.

Далі за допомогою функції *submatrix* пакета MathCAD визначалися дискретні значення масивів *signf* (ординати контуру в кодах АЦП) і *timef* (часу вимірювання, що відповідає полярному куту і характеризує довжину l_{1n}). На основі функції *mean* отримано математичне сподівання відхилення радіальної координати контуру (в кодах АЦП) по довжині l_{1n} . Значення математичного сподівання m_t (в мікрометрах) отримано з урахуванням попередньо визначеного масштабного коефіцієнту „код

АЦП – мкм” (рис. 5.23).



а)



б)

Рисунок 5.22 – Відхилення ординати контуру опорної поверхні гідростатичної втулки а) в перерізі №35 (по центру підшипника) та визначення положення аксіальної перемички (в збільшено масштабі) на осі часу б): 1...5 – сигнали з АЦП приладу, що відповідають геометричному розташуванню карманів за відповідним номером

mt =	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
	0	-1.695	-1.791	-1.832	-1.827	-1.784	-1.711	-1.617	-1.509	-1.397	-1.287

Рисунок 5.23 – Фрагмент дискретного масиву значень математичного сподівання m_t , які визначені засобами пакета MathCAD (номер елемента масиву відповідає номеру поперечного перерізу в осьовому напрямку гідростатичної втулки)

Для опису форми поздовжнього перерізу опорної поверхні здійснена інтерполяція дискретних значень m_c кубічними сплайнами. З метою сплайн-інтерполяції значень m_c використані функції *cspline* та *interp* пакета MathCAD. Результати розрахунку наведені на рис. 5.24.

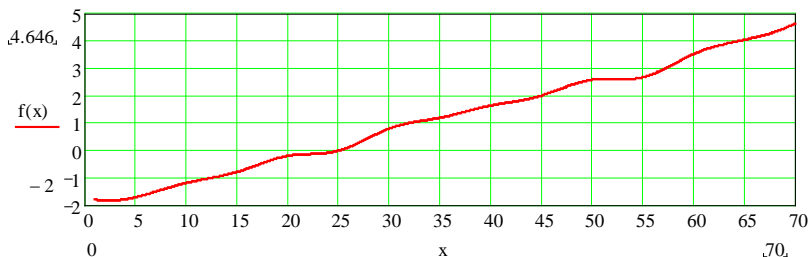
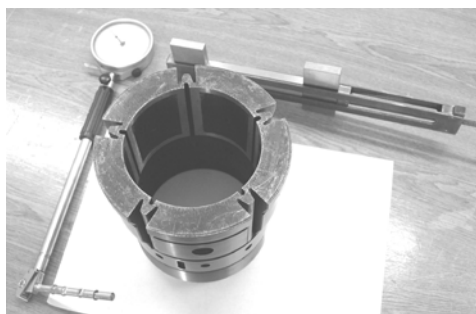


Рисунок 5.24 – Опис форми поздовжнього перерізу опорної поверхні гідростатичної втулки кубічними сплайнами (значення по осі абсцис відповідають номеру поперечного перерізу втулки)

Як видно з рис. 5.24, по довжині опорної поверхні втулки формується конусність в межах 6,4 мкм з незначними проявами хвилястості в перерізах 25 і 55. Причому конусність зростає до торця підшипника, що обумовлюється, як і у випадку з відхиленням від круглості, явищем технологічної спадковості.

З метою аналізу адекватності запропонованої методики визначення форми поздовжнього перерізу здійснено оцінювання конусності опорної поверхні по двом циліндричним пояскам, утвореними аксіальними перемичками з двох боків карманів підшипника. Для вимірювання використовувався нутромір, попередньо налагоджений на вимірювання діаметра опорної поверхні підшипника (рис. 5.25). Вимірювання здійснювалося в п'яти поздовжніх перерізах по середині карманів ГСП для кожного циліндричного пояска. Результати вимірювання наведені в таблиці 5.2.

Математичне сподівання конусності, розраховане за даними таблиці 5.2, становить 5,5 мкм. Напрямок конусності співпадає з попередньо отриманим (див. рис. 5.24), а розбіжність в результатах вимірювання на величину 0,9 мкм можна вважати прийнятним. Отже, запропонована методика може використовуватися для визначення форми профілю поздовжнього перерізу гідростатичної втулки.



а)



б)

Рисунок 5.25 – Загальний вигляд устаткування а) та вимірювання діаметра б) верхнього пояска опорної поверхні гідростатичної втулки

Таблиця 5.2 – Результати вимірювання діаметрів опорної поверхні втулки

	Значення діаметра, мм				
	номер поздовжнього перерізу				
	1	2	3	4	5
Нижній поясок	100,05	100,037	100,031	100,035	100,035
Верхній поясок	100,055	100,045	100,046	100,052	100,045

В результаті, з урахуванням виразів (5.6) і (5.12) отримаємо функцію зазору у вигляді:

$$h(\varphi, z) = h(\varphi) + \left(a_0 + a_1 \frac{z}{L} + a_2 \left(\frac{z}{L} \right)^2 + a_3 \left(\frac{z}{L} \right)^3 \right). \quad (5.13)$$

5.4 Просторова функція розподілу тиску на опорних поверхнях

Основною для розрахунку характеристик ГСП, як і підшипників ковзання інших типів, є функція розподілу тиску. Від точності її знаходження залежить точність розрахунків. Тому розрахунку розподілу тиску в мастильному шарі ГСП приділяється значна увага.

В основу розрахунку розподілу тиску в мастильному шарі ГСП покладені основні рівняння гідромеханіки [27, 71, 100]:

Нав'є-Стокса

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau} + (\vec{V} \cdot \nabla) \cdot \vec{V} = F - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \cdot \nabla^2 \cdot \vec{V}, \quad (5.14)$$

нерозривності

$$\text{div} \rho \vec{V} = 0, \quad (5.15)$$

де \vec{V} – вектор швидкості частинки рідини в точці простору, з координатами x, y, z в певний момент часу τ ; ∇ – оператор Гамільтона; F – об'ємні сили, що діють на частинку рідини; ρ, ν – густина та коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини; ∇^2 – оператор Лапласа.

Для ізотермічного ($\nu = \text{const}$) ламінарного усталеного $\left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau} = 0\right)$ руху нестискаємої ($\text{div} \vec{V} = 0, \rho = \text{const}$) в'язкої рідини з урахуванням порядку величин в попередніх рівняннях в декартовій системі координат можемо записати [125]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}, \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (5.16)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини; u, v, w – проекції вектора швидкості частинки рідини на осі координат ox, oy, oz відповідно.

Розглянемо припущення стосовно математичної моделі.

Рух рідини в проточних частинах ГСП може бути віднесений до “повільних” течій рідини. Тому сили інерції (F_y, F_z) та масові сили (F_x) є незначними в порівнянні із силами тиску та силами, обумовленими в'язкістю рідини.

Умова існування ламінарного потоку визначається числом Рейнольдса, яке дорівнює uL_p/ν , де u – швидкість руху рідини, L_p – характерний розмір порожнини. Якщо число Рейнольдса $Re \leq 10^3$, то

течія ламінарна; при $Re \approx 10^3$ починається турбулізація течії, яка при $Re \approx 10^4$ переростає в розвинену турбулентність. Якщо в якості змащування використовувати велосіт ($v=8,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$), а діаметр підшипника $D=0,1 \text{ м}$, то в карманах ($L_p=50 \cdot \delta_0$) починається розвиватись турбулентність при $\omega_{ш} \approx 85 \text{ с}^{-1}$ ($\omega_{ш} = 2Re \cdot v / (D \cdot L_p)$), а у дросельних щілинах ГСП ($L_p=\delta_0$) – при $\omega_{ш} \approx 4250 \text{ с}^{-1}$. Таким чином бачимо, що для мастильних матеріалів, які зазвичай використовуються, турбулентність в дросельних щілинах ГСП може виникнути лише при винятково високих швидкостях.

В роботі [117] показано, що залежність в'язкості робочої рідини від її температури чинить більш істотний вплив на характеристики опор, ніж температурні деформації.

Для середньо- та високошвидкісних ГСП з $V_\phi < 70 \text{ м/с}$ (V_ϕ – лінійна швидкість опорної шийки шпинделя в тангенціальному напрямку підшипника) та $\delta_0 > 10 \text{ мкм}$ можливо застосування задачі в ізотермічній постановці [55] з усередненими значеннями температури в проточних щілинах підшипника [21].

Що стосується нестискаємості мастильної рідини, то практично для всіх рідин, які застосовуються, це припущення справедливо з досить високою ступінню точності. Винятки складають лише ті випадки, коли в результаті перемішування мастильної рідини з повітрям наступає аерація. Коефіцієнт стискання тоді різко збільшується і відповідно динамічні характеристики опор значно знижуються. Однією з найбільш розповсюджених причин аерації мастильної рідини є застосування повітряних ущільнень.

Граничними умовами для системи рівнянь (5.16) є швидкості рідини на спряжених поверхнях підшипника, а саме при

$$\begin{aligned} y = 0, & & u = U, & & w = W, \\ y = h_0, & & u = 0, & & w = 0. \end{aligned} \quad (5.17)$$

Будемо вважати, що мастило – ньютонівська рідина, тиск за товщиною мастильного прошарку постійний, ковзання на границях зазору та розрив рідини в прошарку відсутні (приймається гіпотеза Зоммерфельда), товщина мастильного прошарку мала в порівнянні з радіусом підшипника, в'язкість мастила приймаємо при деякій

усередненій температурі, градієнт тиску в кармані опори нульовий.

Інтегруючи рівняння нерозривності (останнє рівняння в системі (5.16)) по y в межах від 0 до h з урахуванням попередньо обчислених компонент швидкості u , w та граничних умов (5.17) отримаємо рівняння Рейнольдса для тиску в радіальному ГСП [48]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \left[\frac{\partial}{\partial x} (Uh) + \frac{\partial}{\partial z} (Wh) \right]. \quad (5.18)$$

При мащенні радіальних циліндричних підшипників в рівнянні (5.18) можна покласти доданок $\frac{\partial}{\partial z} (Wh)$ рівним нулю [48].

Враховуючи, що привод головного руху верстата має значну потужність, можна покласти $U = \text{const}$. Тоді в циліндричній системі координат рівняння (5.18) можна переписати у вигляді:

$$\frac{1}{R_{\text{ш}}^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3(\varphi, z) \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3(\varphi, z) \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \cdot \omega_{\text{ш}} \frac{\partial h(\varphi, z)}{\partial \varphi}, \quad (5.19)$$

де $R_{\text{ш}}$ – радіус опорної шийки шпинделя.

Представимо параметри, що входять до рівняння (5.19) в безрозмірному вигляді. Таке представлення дозволяє наочно порівняти порядок величин, що входять до диференційного рівняння, скоротити загальну кількість параметрів математичної моделі.

Введемо позначення:

$$h = \bar{h} \cdot \delta_0, z = \bar{z} \cdot L_p, p = \bar{p} \cdot p_0. \quad (5.20)$$

Таким чином, розмірні величини в рівняннях (5.20) представлені у вигляді добутку характерних геометричних, фізичних масштабів (δ_0 , L_p , p_0) на відповідні безрозмірні величини, які позначені рискою над символом.

З урахуванням (5.20) після деяких перетворень рівняння (5.19) перепишеться у вигляді:

$$k_1 \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\bar{h}^3(\varphi, \bar{z}) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + k_2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3(\varphi, \bar{z}) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = k_3 \frac{\partial \bar{h}(\varphi, \bar{z})}{\partial \varphi}, \quad (5.21)$$

$$\text{де } k_1 = \frac{\delta_0^2}{R_{\text{ш}}^2}; \quad k_2 = \frac{\delta_0^2}{L_p^2}; \quad k_3 = \frac{6\mu\omega_{\text{ш}}}{p_0}.$$

Обчислюючи похідні добутку двох функцій в лівій частині рівняння (5.21), та позначивши праву частину рівняння як f , отримаємо:

$$a_{11} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \varphi^2} + a_{22} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{z}^2} + a_{12} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} + a_{21} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} = f, \quad (5.22)$$

де a_{11} , a_{12} , a_{21} , a_{22} – змінні коефіцієнти диференціального рівняння.

Змінні коефіцієнти в рівнянні (5.22) обчислюються за формулами:

$$a_{11} = k_1 h^3(\varphi, \bar{z}), \quad a_{12} = k_1 \frac{\partial h^3(\varphi, \bar{z})}{\partial \varphi}, \quad (5.23)$$

$$a_{21} = k_2 \frac{\partial h^3(\varphi, \bar{z})}{\partial \bar{z}}, \quad a_{22} = k_2 h^3(\varphi, \bar{z}). \quad (5.24)$$

З метою спрощення подальшого чисельного аналізу рівняння (5.22) коефіцієнти a_{12} , a_{21} , що обчислюються за виразами (5.23 – 5.24), представимо у вигляді:

$$a_{12} = 3k_1 h^2(\varphi, \bar{z}) \frac{\partial h(\varphi, \bar{z})}{\partial \varphi}; \quad a_{21} = 3k_2 h^2(\varphi, \bar{z}) \frac{\partial h(\varphi, \bar{z})}{\partial \bar{z}}. \quad (5.25)$$

Таким чином, остаточно, рівняння Рейнольдса в циліндричній системі координат описується залежностями (5.22 – 5.25) та представляє собою лінійне неоднорідне диференційне рівняння в частинних похідних другого порядку еліптичного типу з двома незалежними змінними φ , \bar{z} . В загальному випадку рівняння (5.22) не має аналітичного розв'язку. Найбільшого поширення для наближеного розв'язання задач гідромеханіки отримали скінченорізницеви та варіаційні методи для диференційних рівнянь в частинних похідних [7, 13].

Найбільш зручним для чисельного розв'язку рівняння Рейнольдса є метод скінчених різниць [7, 121], на основі якого можна отримати дискретний набір наближених значень шуканого розв'язку диференційного рівняння на досліджуваній області, що вкрита сіткою.

Відповідно до цього методу диференціальна задача замінюється скінченорізницевою і різницевий розв'язок визначається на сітці.

В якості досліджуваної області підшипника розглянемо розгортку на площину карману з прилеглими до нього аксіальними і тангенціальними перемичками (рис. 5.26, а).

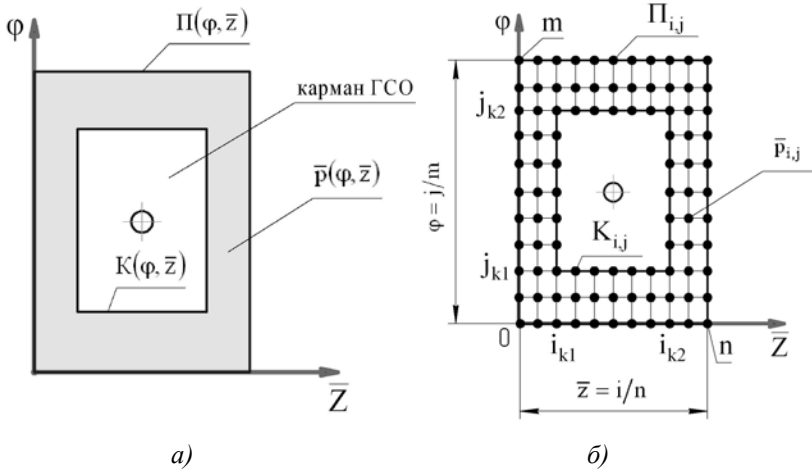


Рисунок 5.26 – Область визначення функції тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ а) та прямокутна сітка б) в області змінних φ, \bar{z}

Таким чином, маємо крайову задачу пошуку розв'язку диференційного рівняння (5.22) у вигляді $\bar{p} = f(\varphi, \bar{z})$ на області з границями $\Pi(\varphi, \bar{z}), K(\varphi, \bar{z})$. Граничні умови запишуться у вигляді:

$$\begin{aligned} \bar{p}(\varphi, \bar{z}) &= 0 \text{ за контуром } \Pi(\varphi, \bar{z}), \\ \bar{p}(\varphi, \bar{z}) &= \bar{p}_k \text{ за контуром } K(\varphi, \bar{z}), \end{aligned} \quad (5.26)$$

де \bar{p}_k – безрозмірна величина тиску в кармані підшипника.

Накладемо на область визначення функції $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ прямокутну сітку з кроками $\Delta\varphi=1/m, \Delta z=1/n$ в напрямку координат φ, \bar{z} підшипника відповідно (див. рис. 5.26, б). На перетині ліній сітки утворюються вузли. Граничні вузли сітки належать границям $\Pi(\varphi, \bar{z}), K(\varphi, \bar{z})$.

Внутрішнім вузлом будемо вважати вузол, що має чотири сусідні вузли, розташовані відносно нього з кроками $\Delta\varphi$ та Δz .

Дискретні аналоги граничних умов (5.26) матимуть вигляд:

$$\bar{p}_{0,j} = 0, \quad \bar{p}_{n,j} = 0, \quad \bar{p}_{i,0} = 0, \quad \bar{p}_{i,m} = 0,$$

$$\bar{p}_{i,j} = \bar{p}_k \quad \text{для вузлів з номерами } i_{k1} \leq i \leq i_{k2} \text{ та } j_{k1} \leq j \leq j_{k2}, \quad (5.27)$$

де i, j – номери вузлів сітки за координатами \bar{z} та φ відповідно; $n \times m$ – розмірність прямокутної сітки.

Здійснимо скінченорізнцеву апроксимацію диференційного рівняння (5.22), використовуючи п'ятиточкові обчислювальні шаблони с похибками $O(\varphi^2)$ та $O(\bar{z}^2)$. Перейдемо від частинних похідних до їх різницевих аналогів у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{z}^2} &= \frac{\bar{p}_{i+1,j} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta z^2}, & \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \varphi^2} &= \frac{\bar{p}_{i,j+1} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta \varphi^2}, \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} &= \frac{\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta z}, & \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} &= \frac{\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta \varphi}. \end{aligned} \quad (5.28)$$

Підставивши вирази (5.28) до рівняння (5.22), отримаємо:

$$\begin{aligned} &\frac{a_{11}}{\Delta \varphi^2} (\bar{p}_{i,j+1} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}) + \frac{a_{22}}{\Delta z^2} (\bar{p}_{i+1,j} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}) + \\ &+ \frac{a_{12}}{\Delta \varphi} (\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}) + \frac{a_{21}}{\Delta z} (\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}) = f_{i,j} \end{aligned} \quad (5.29)$$

Після перетворень рівняння (5.29) отримаємо вираз:

$$A_{i,j} \bar{p}_{i,j-1} + B_{i,j} \bar{p}_{i-1,j} + C_{i,j} \bar{p}_{i,j} + D_{i,j} \bar{p}_{i+1,j} + E_{i,j} \bar{p}_{i,j+1} = f_{i,j}, \quad (5.30)$$

де $A_{i,j}$, $B_{i,j}$, $C_{i,j}$, $D_{i,j}$, $E_{i,j}$ – коефіцієнти рівняння, що обчислюються за залежностями:

$$A_{i,j} = \frac{a_{11}}{\Delta \varphi^2} - \frac{a_{12}}{\Delta \varphi}, \quad B_{i,j} = \frac{a_{22}}{\Delta z^2} - \frac{a_{21}}{\Delta z}, \quad C_{i,j} = \frac{a_{12}}{\Delta \varphi} + \frac{a_{21}}{\Delta z} - 2 \frac{a_{11}}{\Delta \varphi^2} - 2 \frac{a_{22}}{\Delta z^2},$$

$$D_{i,j} = \frac{a_{22}}{\Delta z^2}, E_{i,j} = \frac{a_{11}}{\Delta \varphi^2}. \quad (5.31)$$

Записуючи різницеве рівняння (5.30) для внутрішніх вузлів сітки, отримасмо систему лінійних алгебраїчних рівнянь, яка в матричній формі має вигляд:

$$K_0 \cdot p = F_s, \quad (5.32)$$

де K_0 – матриця розмірністю $(n-2) \times (m-2)$, що містить коефіцієнти $A_{i,j}$, $B_{i,j}$, $C_{i,j}$, $D_{i,j}$, $E_{i,j}$; p – матриця-стовпець шуканих значень дискретної функції $\bar{p}_{i,j}$; F_s – матриця-стовпець вільних членів $f_{i,j}$.

Матриця K_0 в загальному випадку має п'ятидіагональний вигляд, кожний рядок якої містить не більше п'яти ненульових елементів.

Для розв'язання систем рівнянь вигляду (5.32) з діагональним переважанням матриці коефіцієнтів K_0 найчастіше використовують метод прогонки та ітераційні методи. Ітераційні методи, в порівнянні з прямими, володіють рядом переваг, насамперед, ці методи є самовиправними, потребують меншої кількості арифметичних дій для досягнення розв'язку та досить легко програмуються на ПК, завдяки повторенню в алгоритмі пошуку рішення однотипних операцій.

Одним з найбільш зручних методів розв'язання системи лінійних алгебраїчних рівнянь (5.32) є ітераційний метод Зейделя [120]. Перепишемо різницеве рівняння (5.30) у вигляді для розв'язку методом Зейделя:

$$\bar{p}_{i,j} = -\frac{A_{i,j}}{C_{i,j}} \bar{p}_{i,j-1} - \frac{B_{i,j}}{C_{i,j}} \bar{p}_{i-1,j} - \frac{D_{i,j}}{C_{i,j}} \bar{p}_{i+1,j} - \frac{E_{i,j}}{C_{i,j}} \bar{p}_{i,j+1} + \frac{f_{i,j}}{C_{i,j}}. \quad (5.33)$$

Система рівнянь (5.32) в цьому випадку матиме вигляд:

$$p = K_0^* \cdot p + F_s^*, \quad (5.34)$$

де K_0^* – матриця розмірністю $(n-2) \times (m-2)$, елементами якої є коефіцієнти правої частини рівняння (5.33); F_s^* – матриця-стовпчик, елементами якої є вільний член $\frac{f_{i,j}}{C_{i,j}}$ правої частини рівняння (5.33).

При чисельному розв'язанні крайових задач для диференційних рівнянь в частинних похідних методом скінчених різниць можуть тільки використовуватися різницеві схеми, що збігаються. В роботі [28] доведено, якщо $A_{i,j} > 0$, $B_{i,j} > 0$, $C_{i,j} < 0$, $D_{i,j} > 0$, $E_{i,j} > 0$ і виконується умова $A_{i,j} + B_{i,j} + C_{i,j} + D_{i,j} + E_{i,j} < 0$, то послідовні наближення $\bar{p}_{i,j}^{(k)}$ збігаються до точного розв'язку системи рівнянь (5.34) при будь-якому початковому наближенні $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ і $k \rightarrow \infty$, де k – номер ітерації.

Оцінка похибки k -го наближення $\bar{p}_{i,j}^{(k)}$ може бути здійснена за формулою [28]:

$$\max \left| \bar{p}_{i,j}^{(k)} - \bar{p}_{i,j} \right| \leq \frac{q}{1-q} \max \left| \bar{p}_{i,j}^{(k)} - \bar{p}_{i,j}^{(k-1)} \right|, \quad (5.35)$$

$$\text{де } q = \max \sum_{i=2}^{n-1} \left| \frac{A_{i,j} + B_{i,j} + D_{i,j} + E_{i,j}}{C_{i,j}} \right|.$$

Ітераційний процес завершується, коли оцінки (5.35) досягають заданої точності розрахунку. При пошуку розв'язку задачі послідовними наближеннями важливим є швидкість збігання ітераційних процесів, що залежить від початкового наближення $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$. В роботі [27] відмічається, що найбільш раціонально в якості початкового наближення використовувати дискретні значення функції $\bar{p}_{i,j}^{\infty}$, отримані при розв'язку рівняння Рейнольдса для підшипника нескінченної довжини.

З точки зору зручності програмування задачі на ПК засобами математичних пакетів область визначення дискретної функції $\bar{p}_{i,j}$ представимо у вигляді, як показано на рис. 5.27. Область визначення містить чотири ділянки, позначені на рис. 5.27 римськими літерами, для кожної з яких додатково введені граничні умови $\bar{p}_{i_{k1},j}^{\infty}$, $\bar{p}_{i_{k2},j}^{\infty}$, що отримуються попереднім розрахунком величин тиску в тангенціальному напрямку підшипника нескінченної довжини.

Розглянемо особливості визначення величин $\bar{p}_{i_{k1},j}^{\infty}$, $\bar{p}_{i_{k2},j}^{\infty}$ та $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$.

Для розрахунку зазначених величин з метою урахування впливу на величини тиску похибок форми в аксіальному (поздовжньому) напрямку підшипника на ділянках II та III (рис. 5.27) пропонується здійснити корекцію безрозмірної функції зазору \bar{h}^∞ наступним чином:

$$\bar{h}^\infty(\varphi, \bar{z}) = \bar{h}(\varphi) + \bar{h}^*(\bar{z}), \quad (5.36)$$

де $\bar{h}(\varphi)$ – безрозмірна функція зазору в тангенціальному напрямку підшипника; $\bar{h}^*(\bar{z})$ – додаткова безрозмірна величина, що враховує вплив похибок спряжених поверхонь вздовж осьової координати \bar{z} підшипника.

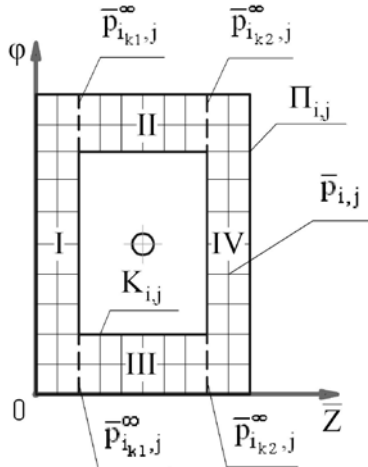


Рисунок 5.27 – Область визначення дискретної функції тиску $\bar{p}_{i,j}$ для розрахунку на ПК

В першому наближенні апроксимувати значення похибок спряжених поверхонь в поздовжньому напрямку ГСП можна за лінійною залежністю. Тоді величина $\bar{h}^*(\bar{z})$ може бути знайдена за залежністю:

$$\bar{h}^*(\bar{z}) = \frac{k_z \bar{z} + b_0}{\delta_0}, \quad (5.37)$$

де $k_z = \text{tg}\gamma_z$; b_0 – див. рис. 5.28.

Значення величин безрозмірного тиску $\bar{p}_{i_{k_1},j}^\infty$, $\bar{p}_{i_{k_2},j}^\infty$ та $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ на ділянках II та III обчислюється з урахуванням коректованої функції зазору (5.36, 5.37).

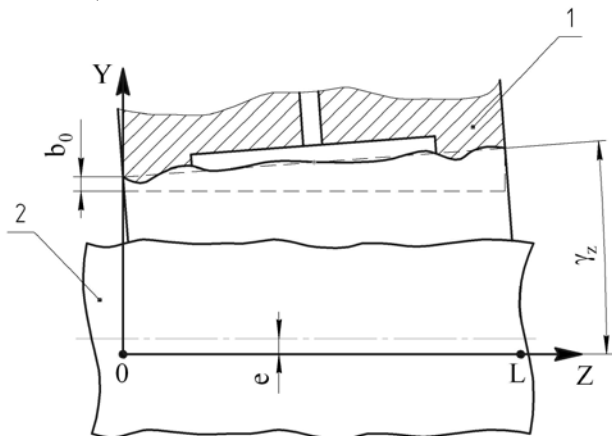


Рисунок 5.28 – До визначення величини $\bar{h}^*(\bar{z})$: 1 – гідростатична втулка; 2 – шпиндель

Для пошуку значень $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ у внутрішніх вузлах сітки ділянок I та IV зробимо припущення про лінійність епюри тиску вздовж координати \bar{z} підшипника. Це припущення справедливо при значеннях параметра конусності $k_i \leq 0,5$ [79] щілин, які утворені опорними поверхнями ГСП. Враховуючи, як правило, незначну осьову довжину аксіальних перемичок, зазначений діапазон зміни параметра конусності k_i відповідає величинам відносного ексцентриситету $\varepsilon < 1$ в підшипнику.

Тоді початкове наближення $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ для ділянок I та IV знаходиться так:

$$\bar{p}_{i,j}^{(0)} = \begin{cases} \bar{p}_{i_{k_1},j} \cdot \bar{z}^* & \text{при } 0 < \bar{z} < \bar{z}_{i_{k_1}} \text{ і } (0 < j < j_{k_1} \text{ або } j_{k_2} < j < m), \\ \bar{p}_{i_{k_2},j} \cdot \bar{z}^* & \text{при } \bar{z}_{i_{k_2}} < \bar{z} < 1 \text{ і } (0 < j < j_{k_1} \text{ або } j_{k_2} < j < m), \\ \bar{z}^* & \text{при } j_{k_1} \leq j \leq j_{k_2}, \end{cases} \quad (5.38)$$

де \bar{z}^* – функція, що приймає значення:

$$\bar{z}^* = \begin{cases} kt_1 \cdot \bar{z} & \text{при } 0 < \bar{z} < \bar{z}_{i_{k1}}, \\ kt_2(1 - \bar{z}) & \text{при } \bar{z}_{i_{k2}} < \bar{z} < 1, \end{cases} \quad (5.39)$$

де kt_1, kt_2 – коефіцієнти, які визначаються за залежностями:

$$kt_1 = \begin{cases} \frac{\bar{p}_{i_{k1},j}}{\bar{z}_{i_{k1}}} & \text{при } 0 < j < j_{k1} \text{ або } j_{k2} < j < m, \\ \frac{\bar{p}_k}{\bar{z}_{i_{k1}}} & \text{при } j_{k1} \leq j \leq j_{k2}, \end{cases} \quad (5.40)$$

$$kt_2 = \begin{cases} \frac{\bar{p}_{i_{k2},j}}{\bar{z}_{i_{k1}}} & \text{при } 0 < j < j_{k1} \text{ або } j_{k2} < j < m, \\ \frac{\bar{p}_k}{\bar{z}_{i_{k1}}} & \text{при } j_{k1} \leq j \leq j_{k2}, \end{cases} \quad (5.41)$$

де $\bar{z}_{i_{k1}}, \bar{z}_{i_{k2}}$ – безрозмірні значення координати \bar{z} при $i=i_{k1}$ та $i=i_{k2}$ відповідно.

Таким чином, з урахуванням залежностей (5.36 – 5.41) обчислюються граничні умови $\bar{p}_{i_{k1},j}^\infty, \bar{p}_{i_{k2},j}^\infty$ та початкове наближення $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ для області визначення дискретної функції тиску $\bar{p}_{i,j}$.

Розглянемо задачу визначення розподілу тиску для підшипника нескінченної довжини, що використовується в якості початкового наближення для обчислення просторової функції тиску $\bar{p}_{i,j}$. Для умов мащення поверхонь тертя нескінченної довжини можна покласти, що функція зазору h не залежить від z ($h = f(\varphi)$). В цьому випадку рівняння Рейнольдса (5.19) значно спрощується і для полярної системи координат набуває вигляду:

$$\frac{d}{d\varphi} \left(h^3(\varphi) \frac{dp}{d\varphi} \right) = \pm 6\mu R_{ш} V_\varphi \frac{dh(\varphi)}{d\varphi}. \quad (5.42)$$

Швидкість V_φ додатна, якщо напрямок обертання шпинделя співпадає з напрямком напірного руху рідини з карману підшипника.

Функція зазору $h = f(\varphi)$ визначається за рекомендаціями підрозділу

5.2 у вигляді:

$$h(\varphi) = \delta_0 + \left[A_1^B \sin(\varphi + \psi_{01}^B) + A_2^B \sin(2\varphi + \psi_{02}^B) + A_3^B \sin(3\varphi + \psi_{03}^B) + \right. \\ \left. A_4^B \sin(4\varphi + \psi_{04}^B) + A_5^B \sin(5\varphi + \psi_{05}^B) + A_6^B \sin(6\varphi + \psi_{06}^B) \right] - \quad (5.43) \\ - \left[A_1^W \sin(\varphi + \chi_{01}^W) + A_2^W \sin(2\varphi + \chi_{02}^W) \right] + \frac{T_{кр}^{BT} + T_{кр}^W}{2},$$

де $A_1^B \dots A_6^B$, $\psi_{01}^B \dots \psi_{06}^B$ – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які характеризують відхилення пружної втулки; $A_1^W \dots A_2^W$, $\chi_{01}^W \dots \chi_{02}^W$ – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які характеризують відхилення опорної поверхні шпинделя.

До безрозмірного вигляду $\bar{h}(\varphi)$ функція зазору $h(\varphi)$ перетворюється за формулами (5.20).

Тиск в будь-якій точці за кутом φ тангенціальної перемички ГСП може бути визначений шляхом подвійного інтегрування рівняння (5.42):

$$p(\varphi) = k \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{d\varphi}{h^2(\varphi)} + C_1 \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{d\varphi}{h^3(\varphi)} + C_2, \quad (5.44)$$

де $k = \pm 6\mu R_{ш} V_{\varphi}$; C_1, C_2 – сталі інтегрування.

Граничні умови для даної задачі мають вигляд:

$$\begin{aligned} \text{при } \varphi = \varphi_1 \quad p &= p_1, \\ \text{при } \varphi = \varphi_2 \quad p &= p_2. \end{aligned} \quad (5.45)$$

До безрозмірного вигляду $\bar{p}^{\infty}(\varphi)$ функція тиску $p(\varphi)$ перетворюється за формулою (5.20).

Використовуючи граничні умови (5.45) з рівняння (5.44) можна визначити сталі інтегрування C_1, C_2 :

$$C_2 = p_1, \\ C_1 = \frac{p_2 - p_1 - k \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{1}{h^2(\varphi)} d\varphi}{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{h^3(\varphi)}}.$$

Граничні умови за контуром $K(\varphi, \bar{z})$ визначаються шляхом розв'язування рівняння балансу витрат рідини, що для окремого карману має вигляд:

$$Q_{\text{вх}i} = Q_{\text{вих}i}, \quad (5.46)$$

де $Q_{\text{вх}i}$, $Q_{\text{вих}i}$ – витрати рідини, що надходять (або виходять) в (з) і-тий (ого) карману ГСП (рис. 5.29, а) відповідно.

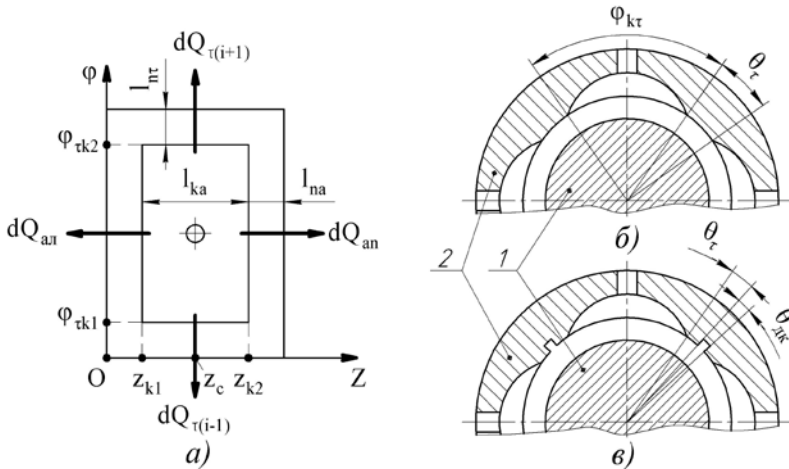


Рисунок 5.29 – Розгортка карману ГСП на площину а) та схеми відведення робочої рідини б), в): 1 – шпindelь; 2 – гідростатична втулка

Величина $Q_{\text{вх}i}$ обумовлена гідростатичним опором на вході в і-тий карман опори. Вихідна витрата може бути представлена сумою трьох компонент: сумарною витратою скрізь контур і-ого карману в аксіальному ΣQ_a та тангенційному напрямках ΣQ_τ опори та витратою рідини Q_p , що обумовлена радіальним зміщенням шийки шпинделя в підшипнику, при якому проявляються ефекти всмоктування та стискання мастильної плівки (поршневий ефект).

Елементарні витрати рідини в аксіальному dQ_a і тангенціальному dQ_τ напрямках, що враховують течії рідини під дією градієнту тиску та витрати, обумовлені переносом рідини при обертанні шпинделя

(див. рис. 5.29, а), можуть бути знайдені на основі рівняння Пуазейля у вигляді:

$$dQ_a = -\frac{h^3(\varphi, z) \cdot R_{ш}}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} d\varphi, \quad (5.47)$$

$$dQ_\tau = [Q_\omega - Q_{\Delta p}] dz = \left[\frac{k_\omega \cdot V_\varphi \cdot h(\varphi, z)}{2} - \frac{h^3(\varphi, z) \partial p}{12\mu R_{ш} \partial \varphi} \right] \cdot dz,$$

де Q_ω , $Q_{\Delta p}$ – витрати рідини в тангенційному напрямку, обумовлені відповідно обертанням шпинделя та рухом рідини під дією градієнту тиску; k_ω – коефіцієнт, що враховує напрямок обертання шпинделя по відношенню до градієнтних витоків рідини з карманів підшипника ($k_\omega = \pm 1$).

Після інтегрування рівняння (5.47) отримаємо відповідні об'ємні витрати рідини:

$$Q_a = -\frac{R_{ш}}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \int_{\varphi_{k1}}^{\varphi_{k2}} h^3(\varphi, z) d\varphi, \quad (5.48)$$

$$Q_\tau = \frac{k_\omega \cdot V_\varphi}{2} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h(\varphi, z) dz - \frac{1}{12\mu \cdot R_{ш}} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h^3(\varphi, z) dz, \quad (5.49)$$

де φ_{tk1} , φ_{tk2} – кути, що визначають положення і-ого карману в циліндричній системі координат; l_{ka} – довжина карману (див. рис. 5.29, а).

Витрата рідини Q_p в циліндричній системі координат може бути представлена:

$$Q_p = -\frac{1}{R_{ш}} \iint_S V_r(\varphi, z) d\varphi dz,$$

де S – площа карману; V_r – швидкість поступального руху опорної шийки шпинделя в радіальному напрямку підшипника.

Величину Q_p доцільно враховувати для високошвидкісних ГСП [27]. Отже, в першому наближенні, розглянемо обчислення витрат ΣQ_a , ΣQ_τ скрізь контур і-ого карману підшипника.

Відведення робочої рідини з підшипника можливе наступними двома способами: в аксіальному напрямку (рис. 5.29, б), або в тангенціальному та аксіальному напрямках одночасно (рис. 5.29, в). Причому за другим способом робоча рідина в бічному напрямку відводиться за допомогою спеціальних дренажних канавок, що виконуються паралельно осі підшипника. При цьому тиск на кожній тангенційній перемичці підшипника змінюється в межах від p_k (тиск в кармані ГСП) до 0 (на дренажній канавці). Таким чином, при застосуванні другої конструктивної схеми відведення робочої рідини витрати в тангенціальному напрямку з i -ого карману не залежать від тиску в суміжних ($i \pm 1$) карманах на відміну від першого способу.

В металорізальних верстатах найбільшого застосування набули підшипники, що виконані за другою схемою, оскільки вони забезпечують більшу точність обертання шпинделя [31].

Будемо вважати, що на аксіальних перемичках карманів розподіл тиску в напрямку осі z відповідає лінійній характеристиці. Це припущення не чинить суттєвого впливу на точність розрахунку, оскільки похибка, що виникає при лінеаризації епюри тиску, має величину порядку 0,1% [150].

Враховуючи, що довжина аксіальних перемичок l_{na} значно менше довжини карману l_{ka} (див. рис. 5.29, а) в цьому ж напрямку, впливом геометричних похибок за віссю z в функції зазору $h = f(\varphi, z)$ по довжині окремої перемички можна знехтувати. Адекватність такого підходу показана в роботі [24] на прикладі виникнення перекосу в опорі.

З урахуванням зроблених припущень похідна визначається

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{p_{ki}}{l_{na}}. \text{ Тоді рівняння (5.48) запишеться у вигляді:}$$

$$Q_a = \frac{p_{ki} \cdot R_{ш}}{12\mu \cdot l_{na}} \int_{\varphi_{k1}}^{\varphi_{k2}} h^3(\varphi, z_k) d\varphi, \quad (5.50)$$

де p_{ki} – тиск в i -му кармані підшипника; z_k – координата кромки карману вздовж осі z , що може приймати значення z_{k1} або z_{k2} (див. рис. 5.29).

Сумарні об'ємні витрати рідини в осьовому напрямку з урахуванням (5.50) визначаються як:

$$\sum Q_a = Q_{ал} + Q_{ап} = \frac{p_{ki} \cdot R_{ш}}{12\mu \cdot l_{на}} \cdot A, \quad (5.51)$$

$$\text{де } A = \int_{\varphi_{тк1}}^{\varphi_{тк2}} h^3(\varphi, z_{k1}) d\varphi + \int_{\varphi_{тк1}}^{\varphi_{тк2}} h^3(\varphi, z_{k2}) d\varphi.$$

Перший доданок у формулі (5.49), враховуючи, що в напрямку обертання шпинделя $h(\varphi) \neq \text{const}$, набуває вигляду:

$$Q_{\omega} = \frac{k_{\omega} \cdot V_{\varphi} \cdot k_s}{2} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h(\varphi_{тк}, z) dz, \quad (5.52)$$

де k_s – коефіцієнт, що враховує вплив нерівномірності зазору $h(\varphi)$ по довжині $l_{нт}$ тангенціальної перемички підшипника на витрату Q_{ω} ; $\varphi_{тк}$ – координата крамок карману вздовж осі φ , що може приймати значення $\varphi_{тк1}$ або $\varphi_{тк2}$ (див. рис. 5.29, а).

Коефіцієнт k_s обчислюється так:

$$k_s = \frac{1 + k_i}{2 + k_i}, \quad (5.53)$$

де $k_i = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{h_{\min}}$; $h_{\max} = \max \{h(\varphi_{тн1}, z_c), h(\varphi_{тн2}, z_c)\}$; $h_{\min} = \min \{h(\varphi_{тн1}, z_c), h(\varphi_{тн2}, z_c)\}$; $\varphi_{тн1}, \varphi_{тн2}$ – кути, що визначають положення тангенційної перемички в полярній системі координат.

Для обчислення другого доданку у виразі (5.49) потрібно визначити похідну $\frac{\partial p}{\partial \varphi}$. Покладемо $z = z_c$. Тоді зазначений доданок перетворюється відносно тиску до вигляду:

$$p(\varphi, z_c) = -\frac{12 \cdot \mu \cdot R_{ш} \cdot Q_{\Delta p}}{l_{ка}} \int_{\varphi_{тн1}}^{\varphi} \frac{1}{h^3(\varphi, z_c)} d\varphi. \quad (5.54)$$

Визначимо різницю тисків Δp між карманом та дренажною канавкою:

$$\Delta p = p|_{\varphi=\varphi_{\text{тн}1}} - p|_{\varphi=\varphi_{\text{тн}2}} = -p|_{\varphi=\varphi_{\text{тн}2}}. \quad (5.55)$$

Приймаємо тиск зливу на кромці дренажної канавки $p_{\text{зл}} = 0$, тоді:

$$\Delta p = p_{\text{ki}} - p_{\text{зл}} = p_{\text{ki}},$$

Отже, з урахуванням (5.54 – 5.55), другий доданок у формулі (5.49) можна переписати у вигляді:

$$Q_{\Delta p} = \frac{p_{\text{ki}} \cdot l_{\text{ka}}}{12\mu \cdot R_{\text{ш}} \int_{\varphi_{\text{тн}1}}^{\varphi_{\text{тн}2}} \frac{1}{h^3(\varphi, z_c)} d\varphi}.$$

Тоді витрати рідини через тангенціальну перемичку будуть:

$$Q_{\tau} = \frac{k_{\omega} \cdot V_{\varphi} \cdot k_s}{2} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h(\varphi_{\text{тк}}, z) dz + \frac{p_{\text{ki}} \cdot l_{\text{ka}}}{12\mu \cdot R_{\text{ш}} \int_{\varphi_{\text{тн}1}}^{\varphi_{\text{тн}2}} \frac{1}{h^3(\varphi, z_c)} d\varphi}. \quad (5.56)$$

Таким чином, сумарні витрати рідини з карману підшипника в тангенційному напрямку знайдуться як:

$$\sum Q_{\tau} = Q_{\tau(i-1)} + Q_{\tau(i+1)} = \frac{p_{\text{ki}} \cdot l_{\text{ka}}}{12\mu R_{\text{ш}}} \cdot B + \frac{V_{\varphi}}{2} \cdot C. \quad (5.57)$$

$$\text{де } B = \frac{1}{\int_{\varphi_{\text{тн}1(i-1)}}^{\varphi_{\text{тн}2(i-1)}} \frac{1}{h^3(\varphi, z_c)} d\varphi} + \frac{1}{\int_{\varphi_{\text{тн}1(i+1)}}^{\varphi_{\text{тн}2(i+1)}} \frac{1}{h^3(\varphi, z_c)} d\varphi},$$

$$C = k_{\omega(i-1)} \cdot k_{s(i-1)} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h(\varphi_{\text{тк}1}, z) dz + k_{\omega(i+1)} \cdot k_{s(i+1)} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h(\varphi_{\text{тк}2}, z) dz.$$

Коефіцієнти $k_{\omega(i-1)}$, $k_{\omega(i+1)}$ мають протилежні знаки, які залежать від напрямку обертання шпинделя.

Запишемо рівняння (5.46) з урахуванням залежностей (5.51, 5.57) та витрати рідини через дросель:

$$\frac{p_H - p_{ki}}{R_{dr}} = \frac{p_{ki} \cdot R_{ш}}{12\mu \cdot l_{na}} \cdot A + \frac{p_{ki} \cdot l_{ka}}{12\mu \cdot R_{ш}} \cdot B + \frac{V_{\varphi}}{2} \cdot C,$$

де p_H – тиск насоса; R_{dr} – гідравлічний опір вхідного дроселя.

Звідки після перетворень отримаємо значення тиску в кармані опори:

$$p_{ki} = \frac{2p_H - R_{dr} \cdot V_{\varphi} \cdot C}{2R_{dr} \left[\frac{R_{ш}}{12\mu \cdot l_{na}} \cdot A + \frac{l_{ka}}{12\mu \cdot R_{ш}} \cdot B + \frac{1}{R_{dr}} \right]}. \quad (5.58)$$

Перетворимо рівняння (5.58) до безрозмірного вигляду шляхом заміни:

$$p_{ki} = \bar{p}_{ki} \cdot p_H,$$

$$\bar{R} = 2R_{dr} \left[\frac{R_{ш}}{12\mu \cdot l_{na}} \cdot A + \frac{l_{ka}}{12\mu \cdot R_{ш}} \cdot B + \frac{1}{R_{dr}} \right], \quad (5.59)$$

$$\bar{p}_{\omega} = \frac{R_{dr} \cdot V_{\varphi} \cdot C}{p_H},$$

де \bar{p}_{ki} – безрозмірна величина тиску в карманах підшипника.

Таким чином, з урахуванням (5.59) рівняння (5.58) набуде вигляду:

$$\bar{p}_{ki} = \frac{2 - \bar{p}_{\omega}}{\bar{R}}. \quad (5.60)$$

Задачу визначення тиску в карманах p_{ki} підшипника для обчислення початкового наближення $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ можна значно спростити, якщо вважати величину зазору вздовж осі шпинделя $h(z)$ постійною.

В такому випадку сумарні об'ємні витрати рідини в осьовому напрямку визначаються як:

$$\sum Q_a^* = 2 \cdot Q_a, \quad (5.61)$$

де Q_a – витрати рідини скрізь окрему перемичку при $h = f(\varphi)$; * – індекс, що позначає тут і надалі відношення певного розрахункового параметра до задачі визначення тиску в карманах підшипника при $h(z)=const$.

Тоді рівняння (5.51) переписеться у вигляді:

$$\sum Q_a^* = \frac{p_{ki} \cdot R_{ш}}{6\mu \cdot l_{na}} \cdot A^*, \quad (5.62)$$

де $A^* = \int_{\varphi_{тк1}}^{\varphi_{тк2}} h^3(\varphi) d\varphi$.

Рівняння (5.52) за умов $h(z) = \text{const}$ набуває вигляду:

$$Q_{\omega}^* = \frac{k_{\omega} \cdot V_{\varphi} \cdot l_{ka} \cdot k_s^*}{2}, \quad (5.63)$$

де $k_s^* = \frac{h_{\min}(1+k_i)}{2+k_i}$; $h_{\max} = \max\{h(\varphi_{тн1}), h(\varphi_{тн2})\}$; $h_{\min} = \min\{h(\varphi_{тн1}), h(\varphi_{тн2})\}$.

Витрати рідини через тангенційну перемичку знаходяться так:

$$Q_{\tau}^* = \frac{k_{\omega} \cdot V_{\varphi} \cdot l_{ka} \cdot k_s^*}{2} + \frac{p_{ki} \cdot l_{ka}}{12\mu \cdot R_{ш}} \int_{\varphi_{тн1}}^{\varphi_{тн2}} \frac{1}{h^3(\varphi)} d\varphi. \quad (5.64)$$

Сумарні витрати рідини з карману підшипника в тангенційному напрямку обчислюються у вигляді:

$$\sum Q_{\tau}^* = \frac{p_{ki} \cdot l_{ka}}{12\mu R_{ш}} \cdot B^* + \frac{V_{\varphi} \cdot l_{ka}}{2} \cdot C^*. \quad (5.65)$$

де $B^* = \frac{1}{\int_{\varphi_{тн1(i-1)}}^{\varphi_{тн2(i-1)}} \frac{1}{h^3(\varphi)} d\varphi} + \frac{1}{\int_{\varphi_{тн1(i+1)}}^{\varphi_{тн2(i+1)}} \frac{1}{h^3(\varphi)} d\varphi}$;

$$C^* = k_{\omega(i-1)} \cdot k_{s(i-1)}^* + k_{\omega(i+1)} \cdot k_{s(i+1)}^*.$$

Таким чином, з урахуванням формул (5.62 – 5.64), шукана безрозмірна величина тиску \bar{p}_{ki}^* обчислюється у вигляді:

$$\bar{p}_{ki}^* = \frac{2 - \bar{p}_{\omega}^*}{R^*}, \quad (5.66)$$

$$\text{де } \bar{p}_{\omega}^* = \frac{R_{\text{др}} \cdot V_{\varphi} \cdot l_{\text{ка}} \cdot C^*}{R_{\text{H}}}, \bar{R}^* = 2R_{\text{др}} \left[\frac{R_{\text{ш}}}{6\mu \cdot l_{\text{на}}} \cdot A^* + \frac{l_{\text{ка}}}{12\mu \cdot R_{\text{ш}}} \cdot B^* + \frac{1}{R_{\text{др}}} \right].$$

В результаті математичного моделювання отримали залежності (5.33, 5.44, 5.60, 5.66), що описують функцію тиску рідини в радіальному ГСП з відхиленням форми спряжених поверхонь.

5.5 Експериментальне дослідження тиску у карманах підшипників

Розглянемо методику та результати експериментального визначення тиску у карманах ГСП шпинделів верстатів.

З метою дослідження впливу технологічних та автоколивальних збурень різної швидкості на шпиндельний вузол з ГСО використано універсальний експериментальний стенд на базі прецизійного токарного верстата моделі УТ16А. (рис. 5.30).

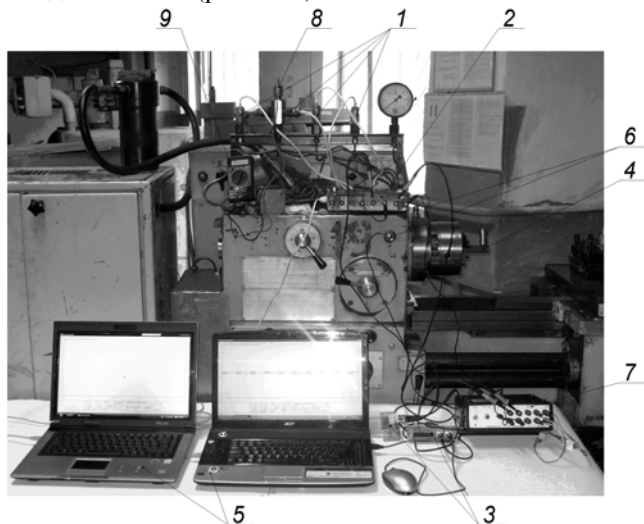


Рисунок 5.30 – Загальний вигляд експериментального стенда: 1 – датчики динамічного тиску Вм-206, 2 – вимірювальний підсилювач ВП1, 3 – цифрові осцилографи IRIS, 4 – оправка з неврівноваженим вантажем, 5 – ПК, 6 – датчики прискорень KD-38, 7 – вимірювальний підсилювач ВП2 з аналоговим інтегратором, 8 – термонара ТМ, 9 – мультиметр

Гідравлічні коливання тиску в карманах ГСО шпинделя безпосередньо сприймаються динамічними вимірювачами тиску тензорезистивного типу моделі ВТ-206 (рис. 5.31), сигнали з яких надходять до чотирьохканального вимірювального підсилювача ВП1. Після підсилення і фільтрації сигнали надходять до АЦП цифрових двоканальних осцилографів IRIS 1 та IRIS 2. Візуалізація та цифрова обробка зазначених сигналів відбувається за допомогою спеціального програмного забезпечення ноутбуків 1, 2. Наявність двох ноутбуків обумовлена технічними вимогами до драйверів цифрових осцилографів.

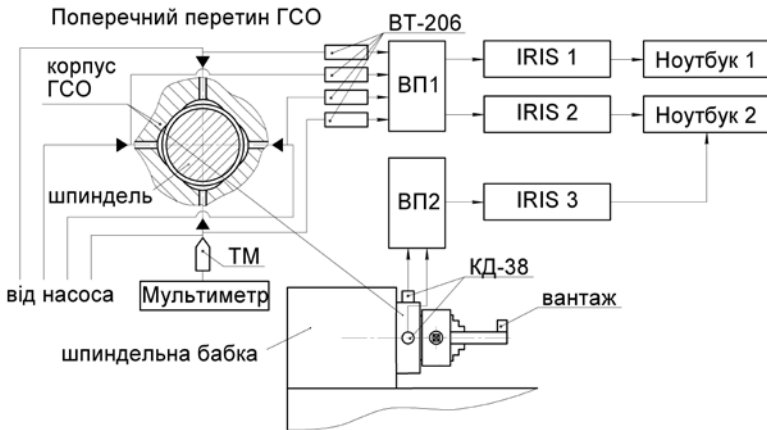


Рисунок 5.31 – Структурна схема експериментального стенда для дослідження коливальних процесів шпиндельного вузла з ГСО

Для дослідження механічних коливань корпусних елементів шпиндельного вузла використовується вимірювальний ланцюг, що містить два п'єзоелектричні вимірювачі прискорень типу КД-38 [86] (див. рис. 5.31). Сигнали з первинних перетворювачів надходять до вимірювального підсилювача ВП2, звідки після підсилення, фільтрації – до осцилографа IRIS 3 та ноутбука.

Для формування гармонічного навантаження на шпиндельний вузол використовувались змінні неврівноважені вантажі, які закріплюються в патроні верстата за допомогою оправки (див. рис. 4.20).

Розглянемо технічні характеристики запропонованих експериментальних засобів.

З метою досліджень коливань тиску рідини в карманах ГСО в якості первинного перетворювача використовуються датчики динамічного тиску моделі Вт-206 (рис. 5.32) з діапазоном вимірювання $0 \div 80 \cdot 10^5$ Па.



Рисунок 5.32 – Загальний вигляд датчика динамічного тиску Вт-206

Номінальний вихідний сигнал датчика в одиницях калібрувального опору R_k при номінальному тиску $p_{ном}$ в нормальних кліматичних умовах дорівнює 120_{-5}^{+30} КОм, що відповідає вихідному сигналу у відносних одиницях $\Delta R/R = 6_{-1,2}^{+0,3} \cdot 10^{-3}$. Основна статична похибка датчика в нормальних кліматичних умовах не більше 0,8% від границі вимірювання з ймовірністю 0,95 [30].

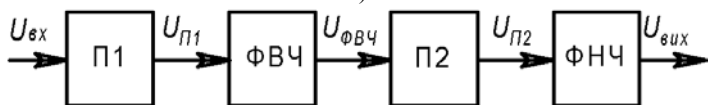
Для підсилення сигналів з датчиків динамічного тиску при вимірюванні амплітуди коливань тиску в карманах ГСО застосовується чотирьохканальний вимірювальний підсилювач сигналу ВП1 оригінальної конструкції (рис. 5.33), який працює в діапазоні частот $0 \dots 500$ Гц, забезпечує коефіцієнт підсилення $K_{підс} = 1650$ та нелінійність амплітудної характеристики в межах $\pm 2\%$. Достатньо велике значення коефіцієнта підсилення дозволяє використовувати датчики з порівняно низьким вихідним сигналом.

Сигнал $U_{вх}$ з датчика тиску Вт-206 надходить на вхід підсилювача (коефіцієнт підсилення $K_1 = 66$), основною вимогою до якого є низький рівень власних шумів. Після попереднього очищення і підсилення сигнал $U_{п1}$ проходить через фільтр високої частоти (ФВЧ) внаслідок чого відфільтровується верхній діапазон частот сигналу, який не потрапляє в діапазон частотних досліджень. Після фільтрації сигнал

$U_{\text{ФВЧ}}$ підсилюється основним підсилювачем П2 (коефіцієнт підсилення $K_2=25$). Далі сигнал $U_{\text{П2}}$ проходить через низькочастотний фільтр ФНЧ для очищення від власних шумів підсилювача і на виході з вимірювального підсилювача отримується сигнал $U_{\text{вих}}$, що безпосередньо оброблюється АЦП осцилографа.



а)



б)

Рисунок 5.33 – Вимірювальний тензометричний підсилювач ВПІ сигналу з датчиків тиску а) та його функціональна схема б)

При розробці засобів вторинного перетворення сигналу з тензорезистивних вимірювачів тиску попередньо здійснювався аналіз їх похибок, що проводився за тарувальною характеристикою залежності вихідної напруги від тиску, яка сприймається датчиком при стабілізованій напрузі живлення. Тарування здійснювалося на спеціальному навантажувальному стенді (рис. 5.34) за показниками зразкового манометра.

З метою забезпечення сталості вхідної напруги живлення датчика здійснювалося від прецизійного джерела постійного струму Б5-7 (рис. 5.35). Реєстрацію вихідних сигналів здійснювали за допомогою осцилографа Tektronix TDS 220.

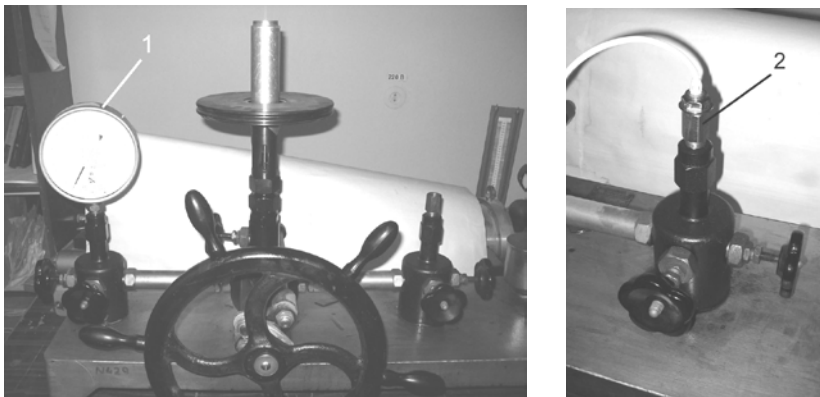


Рисунок 5.34 – Загальний вигляд установки для тарування датчика Wm-206: 1 – вразковий манометр; 2 – датчик Wm-206

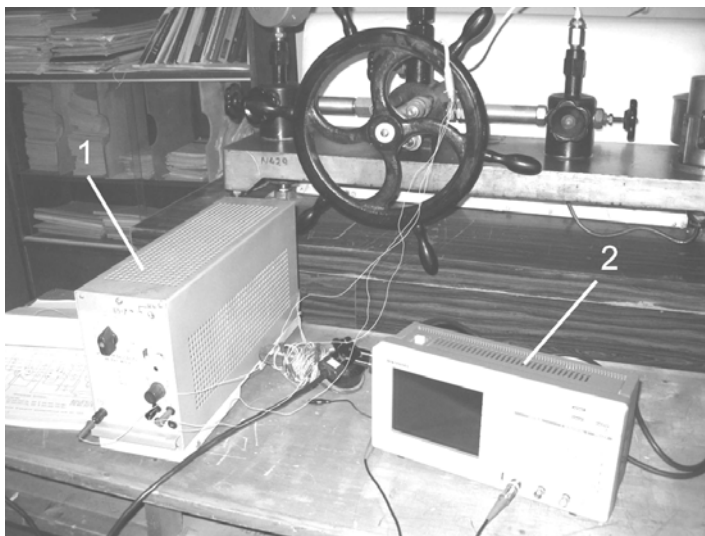


Рисунок 5.35 – Обладнання для тарування датчика Wm-206: 1 – джерело живлення Б5-7; 2 - осцилограф Tektronix TDS 220

На рис. 5.36, а наведено тарувальну характеристику датчика тиску з накладенням на криву апроксимуючої лінії тренда, прив'язаної до точок початку і кінця його динамічного діапазону перетворення.

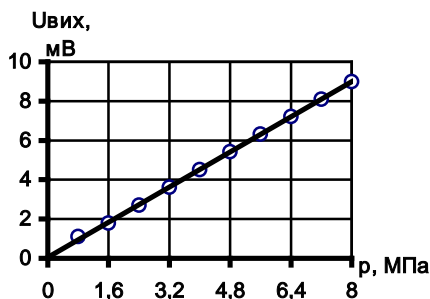


Рисунок 5.36 – Лінійаризована тарувальна характеристика датчика Вт-206

Встановлено, що максимальний коефіцієнт нелінійності характеристики перетворення вимірювача не перевищує значень 1,3%. Аналітично обчислена загальна похибка вимірювального каналу «вимірювач тиску Вт-206 – ВП1» не перевищує 1,5%.

Вимірювання температури робочої рідини в системі живлення шпиндельних ГСО здійснювалось термометром опору ТМ (рис. 5.37), що може експлуатуватись в діапазоні температур від -196°С до +200°С при максимальному тиску 60 МПа. Показник термічної інерції в киплячій воді – 4 с [147].



Рисунок 5.37 – Загальний вигляд термометру ТМ

В якості вторинного перетворювача сигналу застосовується універсальний вимірювальний прилад – мультиметр (див. рис. 5.30).

Для реєстрації та відображення сигналів з вимірювальних ланок використовуються цифрові осцилографи IRIS (див. рис. 2.28) та ноутбук з програмним забезпеченням для цифрової обробки сигналів.

Завдяки цифровому інтерфейсу IRIS дозволяє значно розширити діапазони обробки експериментальної інформації, а саме: додавати до кожного виміру коментарі, які записуються у файл з результатами вимірювань, зберігати результати усіх вимірів у вигляді векторного або растрового зображення або у файлі даних для наступного аналізу в математичних пакетах, здійснювати фільтрацію аналогових сигналів та ін.

Наведені на рис. 5.38 фрагменти реалізації осцилограм коливань тиску в першому та другому карманах ГСП дають наочне відображення можливостей експериментального стенда щодо визначення динамічних явищ в ГСО залежно від факторів, які змінюються відповідно до плану експерименту.

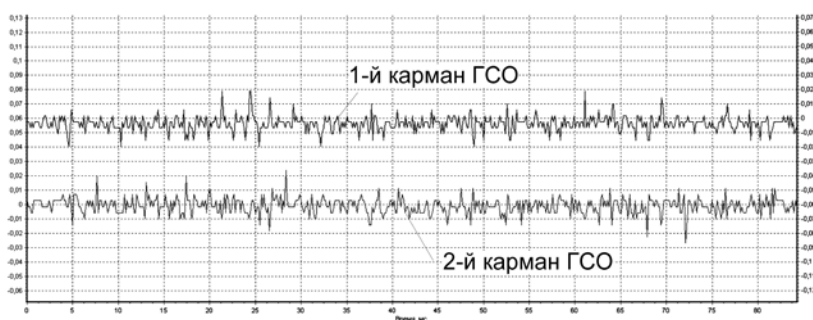


Рисунок 5.38 – Фрагмент реалізації осцилограм коливань тиску в режимі самописця

Цифрову обробку сигналів здійснювали на основі програмного середовища MatLab. При обробці даних з датчиків тиску використовували блок-схему, приведену на рис. 5.39.

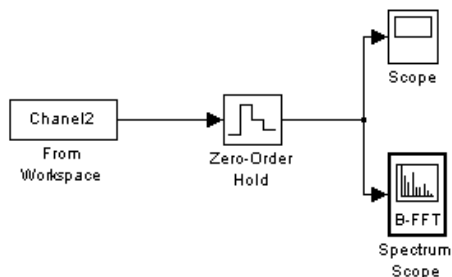


Рисунок 5.39 – S-модель цифрової обробки даних з датчиків тиску

З метою спектрального аналізу вхідного дискретного сигналу в блоці „Spectrum Scope” (див. рис. 5.39) на різних частотних діапазонах застосовувався екстраполятор нульового порядку „Zero-Order Hold”.

Для зручності подальшого аналізу осцилограм (див. рис. 5.38) за допомогою блоку „Gain” (з урахуванням коефіцієнту підсилення вимірювального підсилювача ВП1) сигнал з вимірювачів відтворювався в одиницях виміру тиску.

На рис. 5.40 представлено результати роботи блоку спектрального аналізу „Spectrum Scope” коливань тиску в кармані ГСО шпинделя. Дослідження коливань тиску в карманах ГСО проводилося у відповідності до плану експерименту методом повного факторного експерименту (ПФЕ) 2^3 [3, 59]. Натуральні значення факторів: $n=(500, 1500, 2500) \text{ хв}^{-1}$; $D_{\text{ст}}=(\text{№I, №II, №V, див. табл. 4.1}) \text{ г}\cdot\text{мм}$, $p_{\text{H}}=(2, 3, 4) \text{ МПа}$.

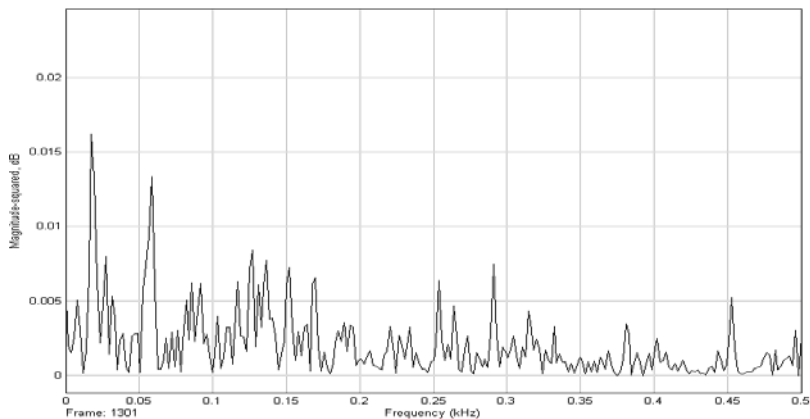


Рисунок 5.40 – Спектральний аналіз коливань тиску в кармані ГСО

На рис. 5.41 приведена типова осцилограма коливань тиску в першому кармані передньої ГСО верстата УТ16А.

З метою аналізу отриманих осцилограм зробимо припущення, що випадковий процес коливань тиску в карманах ГСО є стаціонарним та ергодичним. Зазначені припущення дозволяють отримувати статистичні характеристики випадкового процесу коливань тиску осередненням за часом будь-якої достатньо протяжної в часі його реалізації.

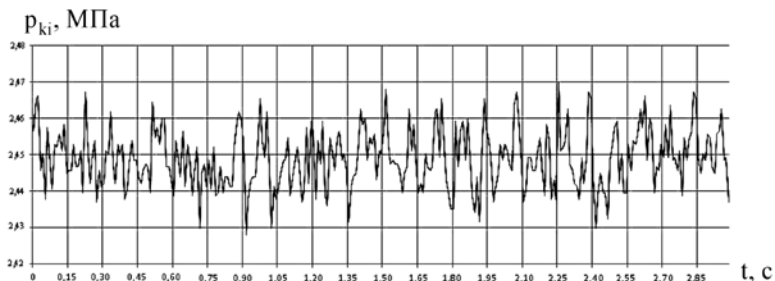


Рисунок 5.41 – Часова розгортка коливань тиску в кармані опори p_{ki} при частоті обертання шпинделя $n=500 \text{ хв}^{-1}$, статичному дисбалансі $D_{CT}=1248,06 \text{ г}\cdot\text{мм}$; тиску насоса $p_H=3 \text{ МПа}$

Аналіз осцилограм здійснювався за характеристиками величин математичного сподівання m_{pk} та дисперсії σ_{pk}^2 коливань тиску в карманах ГСО шпинделя. Встановлено, що основний вплив на величину m_{pk} чинить тиск насоса p_H . При збільшенні величин n , D_{CT} значення m_{pk} незначно зменшуються. Зростання величин n , D_{CT} , p_H обумовлює відповідне збільшення σ_{pk}^2 у всьому діапазоні варіювання. Найбільший вплив на дисперсію σ_{pk}^2 чинить частота обертання шпинделя n . Так підвищення n з 500 хв^{-1} до 2500 хв^{-1} при сталих значеннях D_{CT} , p_H приводить до зростання σ_{pk}^2 майже в 2 рази. Варіювання величиною D_{CT} в діапазоні від $1248,06 \text{ г}\cdot\text{мм}$ до $6900,12 \text{ г}\cdot\text{мм}$ призводить до збільшення величини дисперсії σ_{pk}^2 на 15-20%.

В результаті спектрального аналізу коливань тиску в карманах встановлено, що максимальна амплітуда коливань тиску рідини має місце в околицях частоти $f_{ш}$ обертання шпинделя (див. рис. 5.40, $f_{ш}=25 \text{ Гц}$). Амплітудні піки в спектрі спостерігаються також на кратних гармоніках $k\cdot f_{ш}$ частоти обертання.

Як видно з графіка на рис. 5.41, максимальний розмах коливань тиску в кармані практично на два порядки менший від величини m_{pk} . Таким чином, враховуючи порядок величин можна зробити висновок, що коливання тиску в карманах опор мало впливають на вихідні характеристики шпиндельних підшипників.

РОЗДІЛ 6

Вихідні характеристики гідростатичних підшипників регульованого типу

6.1 Статичні характеристики гідростатичних підшипників регульованого типу

На основі розрахунку за допомогою пакету MathCAD визначені епюри безрозмірного тиску в тангенціальному напрямку переднього радіального ГСП верстату УТ16А (рис. 6.1) за початкових умов: $R_{ш}=0,04$ м; $\mu=0,0108$ Па·с; частота обертання шпинделя $n_{ш}=2000$ хв⁻¹; $p_H=2$ МПа. Інші умови ідентичні графіку на рис. 5.19. Розрахунок функції тиску здійснено за формулами (5.44), (5.66).

На графіку (рис. 6.1) римськими цифрами позначено номер карману опори. Як видно з рис. 6.1, урахування реальної геометрії спряжених поверхонь опори приводить до суттєвого відхилення функції тиску (крива 2) в тангенціальному напрямку в порівнянні з її ідеалізованими поверхнями. Зазначене явище обумовлює відповідну зміну вихідних характеристик ГСП, насамперед несучої здатності та жорсткості, які, в свою чергу, істотно впливають на точність механічної обробки деталей.

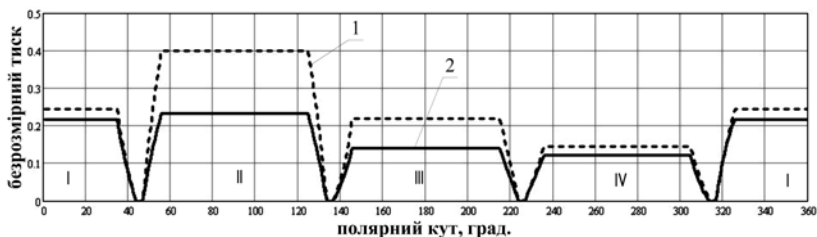


Рисунок 6.1 – Функція тиску в тангенціальному напрямку ГСП:
1 – ідеалізовані поверхні підшипника; 2 – з відхиленням форми
спряжених поверхонь ГСП

Тиск рідини по довжині полярного кута для ідеалізованих поверхонь підшипника приймає, як правило, більших значень по відношенню до функції тиску з відхиленнями форми. Зазначене явище обумовлюється впливом функції зазору $h=f(\varphi)$. Урахування неідеальної геометрії спряжених поверхонь підшипника приводить до збільшення

радіального зазору в тангенційному напрямку підшипника (див. рис. 5.19) і, як наслідок, до зменшення відповідних значень тиску рідини.

Графіки на рис. 6.2 ілюструють, що функція тиску по довжині тангенційних перемичок має нелінійний характер, причому напрямок опуклості кривих залежить від форми дросельних щілин (конфузорні або дифузорні), що утворюються опорними поверхнями підшипника, та напрямком обертання шпинделя по відношенню до напірного плинну рідини з карманів ГСП.

Визначимо несучу здатність ГСП. Як видно графіків на рис. 6.1, основний вплив на несучу здатність чинить тиск рідини в карманах опор. Впливом перепаду тиску на перемичках на несучу здатність можна знехтувати. Враховуючи граничні умови (5.26), після подвійного інтегрування виразів (1.25) для реакцій R_x , R_y , отримаємо:

$$F_{R_x} = \frac{DL}{2} \sum_{i=1}^{n_k} p_{ki} (\sin \varphi_{\tau k 2} - \sin \varphi_{\tau k 1}),$$

$$F_{R_y} = \frac{DL}{2} \sum_{i=1}^{n_k} p_{ki} (\cos \varphi_{\tau k 1} - \cos \varphi_{\tau k 2}), \quad (6.1)$$

де n_k – кількість карманів в тангенціальному напрямку ГСП.

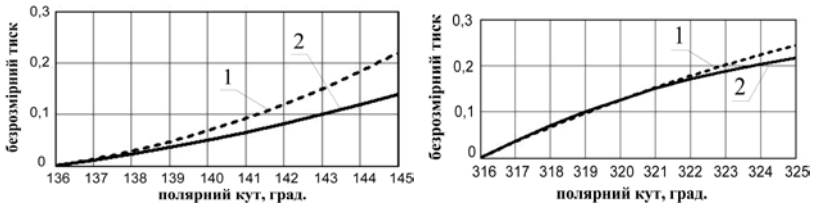


Рисунок 6.2 – Функція тиску по довжині тангенціальних перемичок ГСП: 1 – ідеалізовані поверхні підшипника; 2 – з відхиленням форми спряжених поверхонь ГСП

В формулах (6.1) слід покласти $L=l_{ка}$.

Перейдемо до безрозмірних величин шляхом заміни:

$$F_{R_x} = \bar{F}_{R_x} \frac{DL}{2} p_H, \quad F_{R_y} = \bar{F}_{R_y} \frac{DL}{2} p_H, \quad (6.2)$$

де \bar{F}_{R_x} , \bar{F}_{R_y} – безрозмірні реакції мастильного шару в ГСП за відповідними напрямками.

З урахуванням (6.2) формули (6.1) набудуть вигляду:

$$\bar{F}_{R_{xx}} = \sum_{i=1}^{n_k} \bar{p}_{ki} (\sin \varphi_{\tau k 2} - \sin \varphi_{\tau k 1}), \quad \bar{F}_{R_y} = \sum_{i=1}^{n_k} \bar{p}_{ki} (\cos \varphi_{\tau k 1} - \cos \varphi_{\tau k 2}). \quad (6.3)$$

Безрозмірна несуча здатність \bar{W} і кут її напрямку φ_w визначаються як:

$$\bar{W} = \sqrt{\bar{F}_{R_x}^2 + \bar{F}_{R_y}^2}, \quad \varphi_w = \arctg \frac{\bar{F}_{R_y}}{\bar{F}_{R_x}}. \quad (6.4)$$

Одним з основних показників, що визначає якість шпindelного ГСП поряд з несучою здатністю, є жорсткість. Так, радіальна жорсткість підшипника визначається як похідна несучої здатності по абсолютному ексцентриситету у вигляді [31]:

$$j = \frac{dW_{\varphi_0}}{de_0}, \quad (6.5)$$

де W_{φ_0} – проекція несучої здатності на напрямок дії вектора зовнішнього навантаження.

Перейдемо до безрозмірної величини жорсткості шляхом заміни:

$$\bar{j} = \bar{j} \frac{DL}{2\delta_0} P_H. \quad (6.6)$$

З урахуванням виразів (6.2, 6.4 – 6.6) безрозмірна величина радіальної жорсткості ГСП набуде вигляду:

$$\bar{j} = \frac{d\bar{W}_{\varphi_0}}{d\varepsilon}, \quad (6.7)$$

де ε – відносний ексцентриситет шпindelя в опорі, $\varepsilon = e_0/\delta_0$.

На основі програмного середовища MathCAD за початкових умов ідентичних до графіків на рис. 5.19 та 6.1 обчислені залежності (6.3 – 6.4). Так, з графіків на рис. 6.3 видно, що зростання величин абсолютного ексцентриситету e_0 в опорі приводить до відповідного збільшення величин несучої здатності \bar{W} , причому при менших

значеннях регульованого зазору δ_0 зростання \bar{W} відбувається інтенсивніше. Відмічене явище обумовлюється тим, що \bar{W} зворотно пропорційна до величин δ_0^3 .

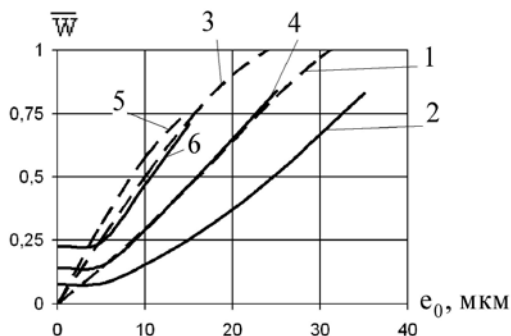


Рисунок 6.3 – Несуча здатність ГСП у функції абсолютного ексцентриситету (штрихові криві – ідеалізовані поверхні підшипника; суцільні криві – з відхиленням форми спряжених поверхонь):
1, 2 – $\delta_0=40$ мкм; 3, 4 – $\delta_0=30$ мкм; 5, 6 – $\delta_0=20$ мкм

Встановлено, що врахування геометричних відхилень спряжених поверхонь підшипника призводить до зменшення розрахункових значень \bar{W} в порівнянні з їх ідеалізованими поверхнями. Причому зазначена відносна різниця значень $\Delta\bar{W}$ при регулюванні зазору δ_0 в бік зростання збільшується.

Слід відзначити, що підшипник з урахуванням неідеальної геометрії опорних поверхонь має ненульові значення \bar{W} при $e_0=0$. Це пояснюється тим, що при обертанні шпинделя в ГСП з геометричними відхиленнями спряжених поверхонь виникає неврівноважена результуюча сила гідростатичного тиску рідини на опорну поверхню шпинделя. На практиці зазначена сила приводить до зміщення осі шпинделя від деякого центрального положення, при чому останній здійснює обертання навколо центрального положення за певною траєкторією без прикладання зовнішнього навантаження. Зазначене явище спостерігається у верстатах при роботі шпиндельного вузла в режимі холостого ходу.

На рис. 6.4 розрахунком за залежністю (6.7) отримані графіки безрозмірної радіальної жорсткості \bar{j} в функції абсолютного ексцентриситету e_0 . Радіальна жорсткість ГСП з ідеалізованими поверхнями дещо зменшується зі зростанням e , причому в області менших зазорів δ_0 цей процес відбувається інтенсивніше. При урахуванні неідеальної геометрії опорних поверхонь підшипника характеристика жорсткості стрімко спадає при $e_0 < 5$ мкм, що обумовлюється ненульовими значеннями \bar{W}_{ϕ_0} при $e_0 = 0$. Регулювання зазору в ГСП в бік зменшення приводить до відповідного збільшення радіальної жорсткості у всьому діапазоні зовнішніх навантажень на шпиндель.

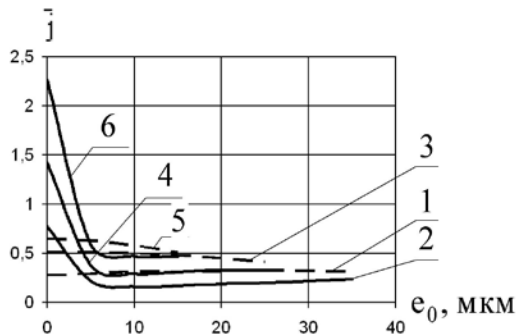


Рисунок 6.4 – Радіальна жорсткість ГСП у функції абсолютного ексцентриситету (штрихові криві – ідеалізовані поверхні підшипника; суцільні криві – з відхиленням форми спряжених поверхонь):

1, 2 – $\delta_0 = 40$ мкм; 3, 4 – $\delta_0 = 30$ мкм; 5, 6 – $\delta_0 = 20$ мкм

Встановлено, що несуча здатність для ідеалізованих поверхонь підшипника при ексцентричному положенні шпинделя не залежить від кута ϕ_0 прикладання зовнішнього навантаження (крива 1 на рис. 6.5). Проте для ГСП зі спряженими поверхнями, що мають геометричні відхилення, \bar{W} набуває різних значень при зміні напрямку вектора зовнішнього навантаження (рис. 6.5, криві 2 – 4). Зазначений вплив напрямку вектора зовнішнього навантаження на \bar{W} пов'язаний з функцією зазору $h=f(\phi)$ при урахуванні похибок опорних поверхонь ГСП.

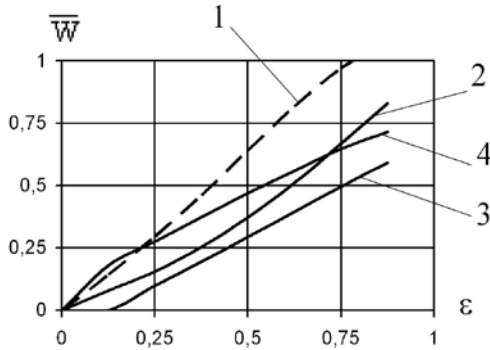


Рисунок 6.5 – Вплив напрямку вектора зовнішнього навантаження на несучу здатність ГСП при ексцентричному положенні шпинделя (штрихова крива – ідеалізовані поверхні підшипника; суцільні криві – з відхиленням форми спряжених поверхонь): 1, 2 – $\varphi_0=75^\circ$; 3 – $\varphi_0=120^\circ$; 4 – $\varphi_0=300^\circ$

На рис. 6.6 приведена залежність кута $\Delta\varphi$ (одиниця вимірювання – градуси) в функції ексцентриситету ϵ шпинделя, що визначається як: $\Delta\varphi = \varphi_w - \varphi_0$. Кут $\Delta\varphi$ певним чином характеризує нелінійні властивості мастильного шару в ГСП, завдяки яким лінії дії зовнішнього навантаження і несучої здатності не співпадають.

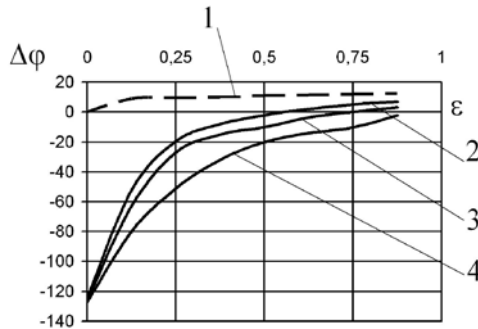


Рисунок 6.6 – Залежність кута $\Delta\varphi$ від ексцентриситету шпинделя в ГСП (штрихова крива – ідеалізовані поверхні підшипника; суцільні криві – з відхиленням форми спряжених поверхонь): 1, 2 – $\delta_0=40$ мкм; 3 – $\delta_0=30$ мкм; 4 – $\delta_0=20$ мкм

Як видно з зазначеного рисунка, при зростанні зовнішнього навантаження (крива 1 на рис. 6.6), що визначається збільшенням значень ϵ , так і в процесі регулювання величиною зазору δ_0 для підшипника з ідеалізованими опорними поверхнями кут $\Delta\phi$ мало змінюється. Інша картина спостерігається при урахуванні геометричних відхилень спряжених поверхонь підшипника (криві 2 – 4 на рис. 6.6), що, в цьому випадку, пояснюється впливом на напрямок вектора несучої здатності функції зазору $h=f(\phi)$. Також встановлено, що зменшення зазору δ_0 приводить не тільки до збільшення величин \overline{W} , а й до зростання кута $\Delta\phi$ між лініями дії навантаження і несучої здатності ГСП.

Як видно з графіків на рис. 6.7, несуча здатність \overline{W} має практично лінійну залежність від частоти обертання шпинделя $n_{ш}$ та тиску насоса p_H , при збільшенні яких зростає. Для досліджуваного класу опорних вузлів ($n_{ш} \leq 10000 \text{ хв}^{-1}$) та в робочому діапазоні ексцентриситетів ($\epsilon \leq 0,5$) несуча здатність при зростанні робочих швидкостей шпинделя збільшується незначно в порівнянні з впливом тиску насоса, при якому за однакових умов значення \overline{W} зростає в декілька разів. Це пояснюється тим, що несуча здатність, як видно з формул (6.2 – 6.4), пропорційна p_H .

Підсумовуючи вищесказане можна зробити висновок, що при проектуванні шпиндельних ГСП доцільно враховувати похибки опорних поверхонь підшипника, оскільки ідеалізація відмічених поверхонь приводить при розрахунках до завищених показників несучої здатності, жорсткості, що, в свою чергу, негативно відбиватися на експлуатаційних показниках пари тертя і, як наслідок, на точності обробки різанням.

З метою аналізу впливу деформацій гідростатичної втулки в процесі регулювання зазору та похибок форми спряжених поверхонь в аксіальному напрямку підшипника на вихідні параметри ГСП необхідно визначити просторову функцію тиску $\overline{p}(\phi, \bar{z})$ в циліндричних координатах. Основою для пошуку функції $\overline{p}(\phi, \bar{z})$ є просторова функція зазору, що в загальному випадку має вигляд (5.4).

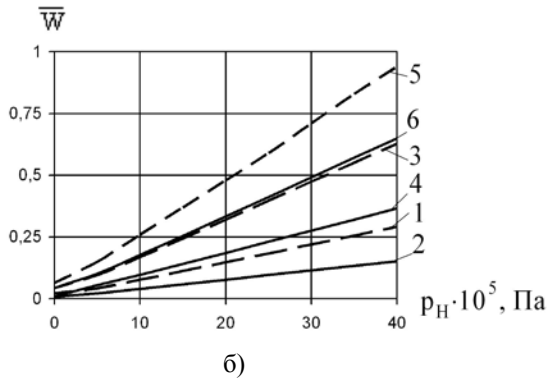
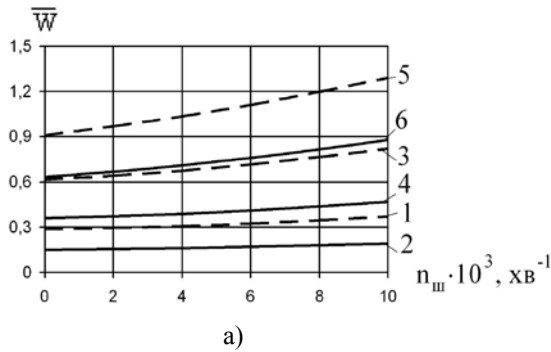


Рисунок 6.7 – Залежність несучої здатності \bar{W} ГСП від частоти обертання шпинделя $n_{ш}$ а) та тиску насоса p_H б) при $R_{op} = \text{const}$ (штрихові криві – ідеалізовані поверхні підшипника; суцільні криві – з відхиленням форми спряжених поверхонь): 1, 2 – $\varepsilon = 0,25$; 3, 4 – $\varepsilon = 0,5$; 5, 6 – $\varepsilon = 0,75$

Розглянемо спочатку вплив деформацій гідростатичної втулки на вихідні характеристики підшипника. Деформаційні характеристики гідростатичної втулки в процесі регулювання зазору докладно розглянуто в підрозділі 5.1. Як видно з рис. 5.7, а, деформації втулки на ділянці карману в тангенціальному напрямку підшипника не вносять похибки в значення регульованого радіального зазору. Деяке спотворення функції зазору спостерігається на тангенціальних перемичках опори, що призводить до зростання значень $h(\varphi)$ по довжині зазначених ділянок. Причому переміщення тангенціальних перемичок в процесі деформації втулки відбуваються за законом

близьким до лінійного. Тоді функція зазору з урахуванням деформацій втулки в тангенціальному напрямку h_τ може бути представлена так:

$$h_\tau(\varphi) = h(\varphi) + \Delta h(\varphi), \quad (6.8)$$

де функція $h(\varphi)$ обчислюється за виразами (5.1) або (5.43).

Функція $\Delta h(\varphi)$ у виразі (6.8) може приймати наступні значення:

$$\Delta h(\varphi) = \begin{cases} k_{ci}(\varphi_{\text{тн}2} - \varphi) & \text{для } (i-1) \text{ перемички,} \\ k_{ci}(\varphi - \varphi_{\text{тн}1}) & \text{для } (i+1) \text{ перемички,} \end{cases}$$

де k_{ci} – коефіцієнт, що враховує деформації по довжині $l_{\text{нт}}$ (див. рис. 5.29, а) тангенційної перемички i -го карману підшипника та приймає значення: $k_{ci} \neq 0$ при $\varphi_{\text{тн}1} \leq \varphi \leq \varphi_{\text{тн}2}$, або $k_{ci} = 0$ в інших випадках.

Значення коефіцієнту k_{ci} приймається з урахуванням фактичних деформацій тангенційних перемичок i -го карману ГСП, які попередньо доцільно визначати засобами САЕ систем, наприклад CosmosWorks.

Як видно з графіків на рис. 6.8, деформації гідростатичної втулки в тангенціальному напрямку приводять до інтенсивнішого падіння тиску (крива 3 на рис. 6.8) на ділянці перемички, розташованої ближче до дренажної канавки.

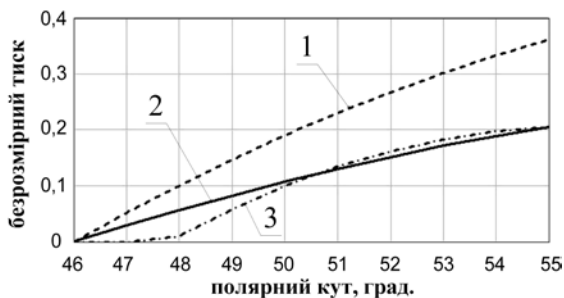


Рисунок 6.8 – Епюри безрозмірного тиску по довжині тангенціальної перемички опори: 1 – ідеалізовані поверхні підшипника; 2 – з відхиленням форми спряжених поверхонь; 3 – з відхиленням форми спряжених поверхонь та урахуванням деформацій втулки в тангенціальному напрямку підшипника

Проте, відмічене явище не чинить істотного впливу як на тиск в карманах (рис. 6.9, а), так і несучу здатність опори (рис. 6.9, б).

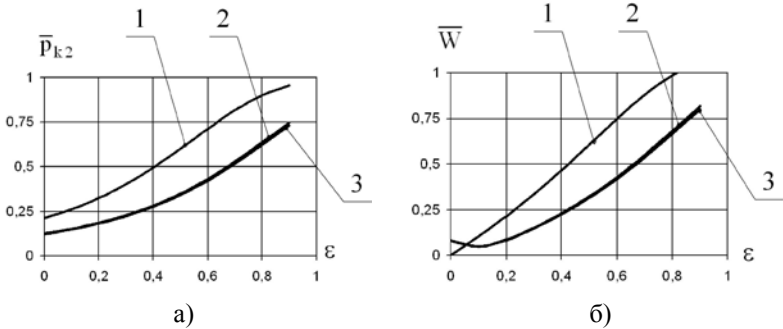


Рисунок 6.9 – Безрозмірні залежності тиску в другому кармані опори \bar{p}_{k2} а) та несучої здатності \bar{W} б) в функції відносного ексцентриситету ε : 1 – ідеалізовані поверхні підшипника; 2 – з відхиленням форми спряжених поверхонь; 3 – з відхиленням форми спряжених поверхонь та урахуванням деформацій втулки в тангенціальному напрямку підшипника

Розрахунок величин тиску в кармані виконаний за формулою (5.66). Деяке викривлення характеристик \bar{W} в області малих значень ексцентриситетів ε (див. криві 2, 3 на рис. 6.9, б) пов'язане з тим, що при урахуванні в функції зазору неідеальної геометрії спряжених опорних поверхонь підшипник має ненульове значення несучої здатності при $\varepsilon=0$. Встановлено, що максимальна відносна розбіжність значень між кривими 2 та 3 становить 2,5% за тиском та 2,2% за несучою здатністю, які мають місце при $\varepsilon=0,9$. Таким чином, впливом деформацій гідростатичної втулки в тангенціальному напрямку на вихідні характеристики ГСП можна знехтувати.

Здійснено аналіз впливу деформацій гідростатичної втулки та похибок форми спряжених поверхонь в аксіальному напрямку на вихідні характеристики регульованого ГСП.

Функція $h(\varphi)$ обчислюється за виразами (5.1) або (5.43). Для розрахунку коефіцієнтів a_0, a_1, a_2, a_3 апроксимуючого полінома у формулі (5.13) використовувалася вбудована функція *linfit* програмного

середовища MathCAD. Вектор коефіцієнтів a полінома для апроксимації вихідного масиву даних (рис. 6.10) має вигляд:

$$a = \begin{bmatrix} -0,425 \\ -9,027 \\ 7,852 \\ -4,211 \end{bmatrix}.$$

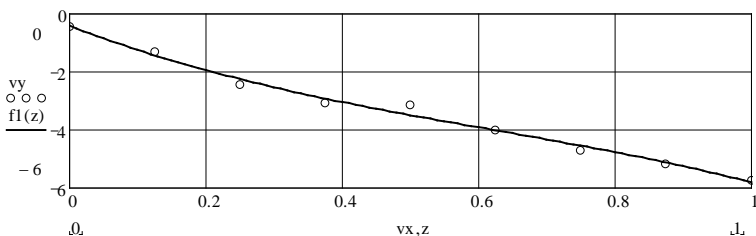


Рисунок 6.10 – Апроксимація дискретної множини значень переміщень опорної поверхні гідростатичної втулки в напрямку регулювання зазору (o - вихідний масив даних; суцільна крива - графік апроксимуючої функції)

В результаті розрахунку за формулами (5.1, 5.43, 5.60, 6.4, 5.13) засобами математичного пакету MathCAD отримані безрозмірні характеристики тиску \bar{p}_{k2} в другому кармані (рис. 6.11, а) та несучої здатності \bar{W} опори (рис. 6.11, б) з урахуванням деформацій гідростатичної втулки в аксіальному напрямку.

При розрахунках покладено, що напрямок дії вектора зовнішнього навантаження відповідає куту 90° . За графіками на рис. 6.11, а встановлено, що деформації втулки в аксіальному напрямку приводять до зменшення тиску в карманах ГСП у всьому діапазоні навантажень на шпindel, які в даному випадку характеризовані величиною ε . Відмічене падіння тиску в карманах приводить до відповідного відносного зменшення несучої здатності опори (див. криву 2 на рис. 6.11, а) в діапазоні 1,5-3,5%, причому більші значення діапазону припадають на величини $\varepsilon > 0,8$. Основний вплив як на тиск в карманах, так і несучу здатність опори чинять геометричні відхилення опорних поверхонь (див. криві 3 на рис. 6.11) в тангенціальному напрямку підшипника.

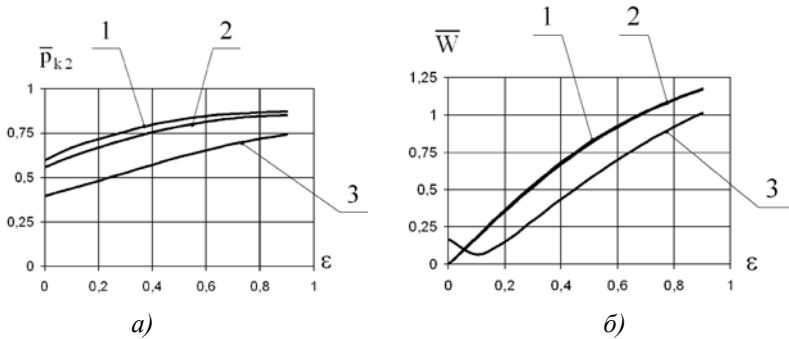


Рисунок 6.11 – Безрозмірні залежності тиску в другому кармані опори \bar{P}_{k2} а) та несучої здатності \bar{W} б) в функції ексцентриситету ϵ :

1 – ідеалізовані поверхні підшипника без урахування деформацій втулки; 2 – ідеалізовані поверхні з урахуванням деформацій втулки в аксіальному напрямку підшипника; 3 – з відхиленням форми спряжених поверхонь та урахуванням деформацій втулки в аксіальному напрямку підшипника

Здійснено аналіз впливу геометричних відхилень спряжених опорних поверхонь в аксіальному напрямку підшипника на його статичні характеристики. Функція зазору в загальному випадку матиме вигляд (5.4).

В якості прикладу розглянемо урахування конусності опорної шийки шпинделя (в межах 2 мкм) одночасно з деформаціями гідростатичної втулки та геометричними відхиленнями в тангенційному напрямку ГСП. Причому врахуємо найгірший з точки зору вихідної точності обертання шпинделя випадок, коли конусності опорних поверхонь шпинделя і гідростатичної втулки мають протилежні знаки, що приводить до інтенсивнішого зменшення зазору по осі z.

В результаті розрахунку за формулами (5.43, 5.60, 6.4, 5.13) отримана залежність несучої здатності \bar{W} ГСП в функції регульованого радіального зазору δ_0 при різних величинах абсолютного ексцентриситету e_0 (рис. 6.12). Вектор коефіцієнтів а апроксимуючого полінома розраховувався на основі дискретних значень переміщень опорної поверхні втулки для кожного значення зазору δ_0 .

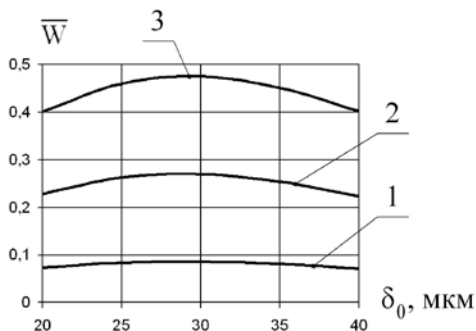


Рисунок 6.12 – Несуча здатність \bar{W} ГСП в функції регульованого радіального зазору δ_0 : 1 – $e_0=5$ мкм; 2 – $e_0=10$ мкм; 3 – $e_0=15$ мкм

Як видно з приведених графіків, несуча здатність екстремального значення набуває при $\delta_0=30$ мкм, що обумовлено, насамперед, деформаціями гідростатичної втулки в аксіальному напрямку підшипника. Подальше регулювання зазору δ_0 в бік зменшення приводить до погіршення вихідних характеристик ГСП. Отже, необхідний пошук конструктивних шляхів компенсації деформацій втулки в процесі регулювання зазору, які б дозволили зменшити мінімальне значення радіального зазору δ_{\min} в опори.

В таблиці 6.1 в якості прикладу розрахунку приведені дискретні значення просторової функції тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ для опорної поверхні регульованого радіального п'ятикарманного ГСП, яка містить другий карман з прилеглими до нього перемичками.

Розрахунок здійснено за формулами (5.1, 5.33, 5.43, 5.66, 5.13) засобами математичного пакету MathCAD. Потовщеною лінією в таблиці 6.1 показано границі $\Pi(\varphi, \bar{z})$, $K(\varphi, \bar{z})$ (див. рис. 5.26) області визначення функції тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$.

При програмуванні задачі в середовищі MathCAD в якості критерію для завершення ітераційної процедури розрахунку використовувалося співвідношення:

$$\max(\bar{p}_{i,j}^{(k)} - \bar{p}_{i,j}^{(k-1)}) \leq \Omega_p,$$

де Ω_p – задана точність розрахунку ($\Omega_p=0,001$).

Таблиця 6.1 – Фрагмент дискретних значень просторової функції тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$

		\bar{z}												
		0	0,035	0,07	0,105	0,14	0,175	...	0,815	0,85	0,885	0,92	0,955	1
φ	89	0	0	0	0	0	0	...	0	0	0	0	0	0
	88	0	0	0	0	0,109	0,109	...	0,101	0,101	0	0	0	0
	87	0	0	0	0,097	0,253	0,253	...	0,254	0,254	0,108	0	0	0
	86	0	0	0,068	0,221	0,377	0,377	...	0,379	0,379	0,233	0,086	0	0
	85	0	0,044	0,196	0,349	0,505					0,358	0,21	0,061	0
	84	0	0,044	0,196	0,349						0,358	0,21	0,061	0

	24	0	0,045	0,197	0,35						0,359	0,211	0,062	0
	23	0	0,045	0,197	0,35	0,359	0,211	0,062	0					
	22	0	0	0,077	0,23	0,385	0,385	...	0,386	0,386	0,24	0,092	0	0
	21	0	0	0	0,099	0,254	0,254	...	0,255	0,255	0,109	0	0	0
	20	0	0	0	0	0,133	0,133	...	0,134	0,134	0	0	0	0
19	0	0	0	0	0	0	...	0	0	0	0	0	0	

Якщо порівняти дискретні значення функції тиску, які розташовані на однаковій відстані по координаті \bar{z} від кромок карману z_{k1} , z_{k2} , можна бачити, що геометричні відхилення опорних поверхонь та деформації гідростатичної втулки в аксіальному напрямку підшипника приводять до зміни значень тиску вздовж осі ГСП. До аналогічного висновку стосовно впливу геометричних відхилень в тангенціальному напрямку приводить аналіз дискретних значень функції тиску по координаті φ підшипника, розташованих на однаковій відстані відносно кромок карману φ_{tk1} , φ_{tk2} . Зазначене явище обумовлюється впливом функції зазору $\bar{h}(\varphi, \bar{z})$ на функцію тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$: зазор \bar{h} зменшується при зростанні аплікати \bar{z} і зменшенні полярного кута φ в межах області визначення функції тиску, приведеної в табл. 6.1

Для наочності представлення розрахункових даних таблично заданої функції $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ побудована на рис. 6.13 просторова еюра тиску для області визначення функції, обмеженої другим карманом з прилеглими до нього перемичками.

Розглянемо вплив перекосу геометричної осі шпинделя по відношенню до геометричної осі гідростатичної втулки на вихідні характеристики регульованого ГСП.



Рисунок 6.13 – Просторова епюра тиску

Як відомо [21], перекіс шпинделя в найбільшій мірі впливає на роботу передньої опори. Перекіс в вертикальній та горизонтальній площинах передньої опори шпинделя будемо характеризувати безрозмірними коефіцієнтами $\varepsilon_{п\alpha}$, $\varepsilon_{п\beta}$ [21], які знаходяться за залежностями:

$$\varepsilon_{п\alpha} = \frac{\alpha \cdot L}{2\delta_0}, \quad \varepsilon_{п\beta} = \frac{\beta \cdot L}{2\delta_0}.$$

Просторова функція зазору з урахуванням перекосу, геометричних відхилень та деформацій опорних поверхонь ГСП запишеться так:

$$h(\varphi, z) = \delta_0 + \left[A_1^B \sin(\varphi + \psi_{01}^B) + A_2^B \sin(2\varphi + \psi_{02}^B) + A_3^B \sin(3\varphi + \psi_{03}^B) + \right. \\ \left. + A_4^B \sin(4\varphi + \psi_{04}^B) + A_5^B \sin(5\varphi + \psi_{05}^B) + A_6^B \sin(6\varphi + \psi_{06}^B) \right] - \\ - \left[\sqrt{(e_0 \cos \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \beta)^2 + (e_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2} \times \right. \\ \left. \times \sin \left(\varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \frac{e_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha}{e_0 \cos \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \beta} \right) \right) + \right. \\ \left. + A_2^M \sin(2\varphi + \chi_{02}^M) \right] + \\ + \frac{T_{кр}^{BT}}{2} + \frac{T_{кр}^M}{2} + \left(a_0 + a_1 \frac{z}{L} + a_2 \left(\frac{z}{L} \right)^2 + a_3 \left(\frac{z}{L} \right)^3 \right). \quad (6.9)$$

Перекіс в О-му перетині ГСП може бути врахований гармонікою A_1^B та початковою фазою ψ_{01}^B . В першому наближенні покладемо, що

$\alpha=\beta$, тоді $\varepsilon_{п\alpha}=\varepsilon_{п\beta}=\varepsilon_{п}$.

В результаті розрахунку за формулами (5.60, 6.4, 6.9) отримані значення несучої здатності \bar{W} ГСП з урахуванням перекосу, геометричних відхилень та деформацій опорних поверхонь підшипника в функції ексцентриситету ε (рис. 6.14).

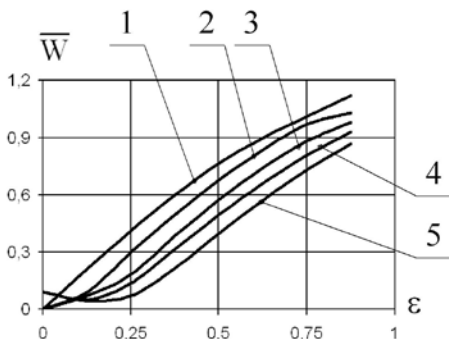


Рисунок 6.14 – Несуча здатність \bar{W} ГСП в функції ексцентриситету ε : 1 – ідеалізовані поверхні підшипника без урахування перекосу, геометричних відхилень та деформацій втулки; 2, 3 – ідеалізовані поверхні з урахуванням перекосу при $\varepsilon_n=0,05$ та $\varepsilon_n=0,1$ відповідно; 4, 5 – з урахуванням перекосу, відхилень форми спряжених поверхонь, деформації втулки підшипника при $\varepsilon_n=0,05$ та $\varepsilon_n=0,1$ відповідно

При розрахунках напрямок дії вектора зовнішнього навантаження на шпиндель складав 45° . Проаналізувавши графіки на рис. 6.14 можна відзначити, що перекіс суттєво знижує несучу здатність ГСП, причому при зростанні коефіцієнта ε_n відбувається зменшення \bar{W} як для ідеалізованих поверхонь підшипника, так і у випадку врахування геометричних відхилень спряжених поверхонь разом з деформаціями гідростатичної втулки.

З метою перевірки адекватності розроблених математичних моделей доцільним є порівняння результатів моделювання з розрахунком вихідних диференціальних рівнянь (5.14, 5.15) іншим методом. Найбільш поширеними підходами до чисельного розв'язку зазначених рівнянь, окрім розглянутого метода скінчених різниць, є методи скінчених елементів та скінчених об'ємів. Ці методи засновані

на дискретизації рідинного середовища скінченими елементами, в яких знаходиться розв'язок задачі набором інтерполяційних функцій. Метод скінчених об'ємів є частинним, більш швидкодіючим випадком методу скінчених елементів [177].

В якості інструментарію для вирішення поставленої задачі ефективним є застосування сучасних програмних CFD пакетів, зокрема CosmosFloWorks. В цьому пакеті рух рідини моделюється за допомогою рівнянь Нав'є – Стокса, що описують в нестационарній постановці закони збереження імпульсу, маси, енергії рідинного середовища. Для пошуку розв'язку задачі використовується дискретизація рівнянь Нав'є – Стокса по поверхні скінченого об'єму розрахункової сітки. Докладно основи методу скінчених об'ємів та алгоритми пошуку рішень на дискретних сітках висвітлені в монографіях [60, 164, 180].

Розглянемо підходи до пошуку просторової функції тиску $p(\varphi, z)$ в регульованому радіальному ГСП засобами CFD системи CosmosFloWorks.

Об'єкт аналізу – регульований радіальний ГСП. Припущення щодо моделі гідродинамічного аналізу аналогічні до розглянутих на початку цього підрозділу. Для розрахунку використані твердотільні 3D моделі спряжених поверхонь підшипника, а саме: гідростатичної втулки та опорної шийки шпинделя. При постановці задачі враховані геометричні відхилення опорних поверхонь в тангенціальному напрямку ГСП шляхом задавання форми поперечних перетинів опорної поверхні шпинделя, яка відповідає функції радіального зазору з відхиленнями геометрії спряжених поверхонь (див. криву 2 на рис. 5.19). При цьому опорна шийка шпинделя створювалася формоутворюючою операцією за перетинами, що відповідають поперечному профілю з відхиленнями форми, ідентичному до розглянутої задачі пошуку функції $p(\varphi, z)$ на основі скінченорізницевої апроксимації.

Для визначення розрахункової області (області визначення функції $p(\varphi, z)$) необхідно задати її границі в просторі. Природними границями області розрахунку є опорні поверхні підшипника. З метою моделювання руху рідини скрізь отвори твердотільної моделі використовувалися спеціальні кришки [4], які приведені на рис. 6.15. Поверхня зазначених кришок інтерпретується CosmosFloWorks як

отвір, на внутрішній поверхні (на рис. 6.15 показані стрілками) яких задаються граничні умови задачі.

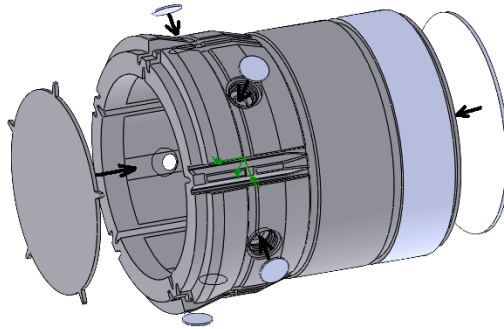


Рисунок 6.15 – До задавання граничних умов на отворах 3D моделі (шпindelь умовно не показаний)

На вхідних кришках (відповідають отворах для подачі рідини в кармани ГСП) задавалося статичне значення тиску рідини p_{ki} в карманах опори. Вихідні кришки моделюють отвори по торцевим поверхням підшипника, на внутрішніх поверхнях яких задавалося значення тиску зливу p_{zl} . Граничною умовою на опорній поверхні шпинделя є кутова швидкість його обертання, яка ідентична умовам побудови графіків на рис. 6.1.

В результаті розрахунку отримана просторова епюра тиску на опорній поверхні ГСП, яка представлена на рис. 6.16.

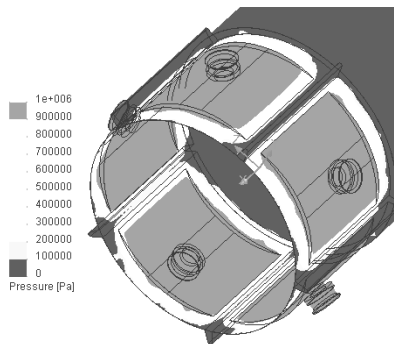


Рисунок 6.16 – Просторова епюра тиску на опорній поверхні регульованого радіального ГСП

Формат представлення даних на рис. 6.16 надає здебільшого якісну картину розподілу тиску в підшипнику. Кількісне оцінювання скалярного поля тиску в окремих точках рідинного середовища заведеною просторовою епурою ускладнене. Для визначення тиску рідини в характерних перетинах ГСП запропоновано використання просторової сітки ескізів (рис. 6.17), що вкривають досліджувану область опорної поверхні в аксіальному і тангенційному напрямках підшипника.

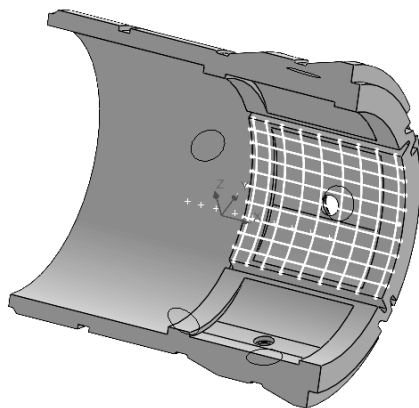


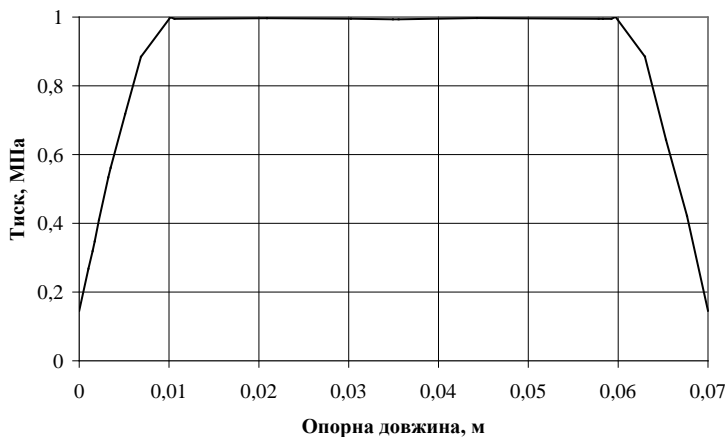
Рисунок 6.17 – Сітка ескізів для аналізу функції $p(\varphi, z)$ в області визначення, що обмежена окремим карманом опори з прилеглими перемичками

За кожним з ескізів засобами системи CosmosFloWorks визначена залежність тиску рідини по довжині лінії ескізу. На рис. 6.18 приведені залежності тиску рідини, які визначені по довжині ескізів в аксіальному (рис. 6.18, а) та тангенціальному (рис. 6.18, б) напрямках ГСП.

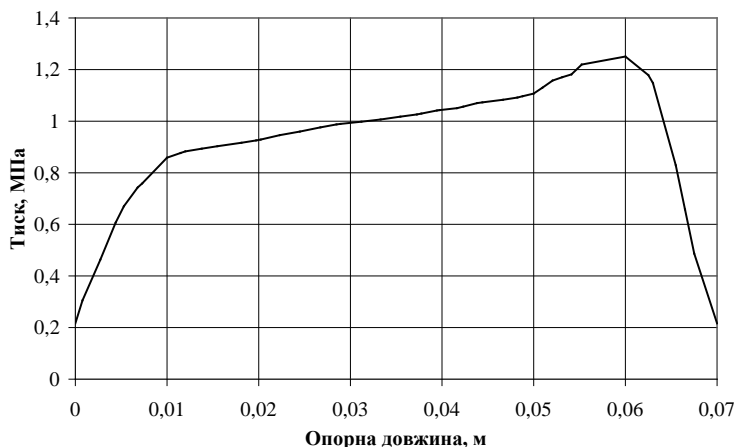
На основі запропонованої сітки ескізів (див. рис. 6.17) побудована просторова епура тиску, яка приведена на рис. 6.19.

Порівняємо результати розрахунку диференціальних рівнянь (5.14, 5.15) за методами скінчених різниць та скінчених об'ємів.

Функція тиску $p(\varphi, z)$ по довжині тангенціальних перемичок (див. криву 2 на рис. 6.8 та графік тиску на опорні довжині від 0 до 0,01 на рис. 6.18), в аксіальному напрямку підшипника (див. рис. 6.13 та рис. 6.18, 6.19) має якісно та кількісно подібну картину для обох методів чисельного розрахунку.



а)



б)

Рисунок 6.18 – Типові характеристики розподілу тиску рідини в аксіальному а) та тангенційному б) напрямках ГСП

Спостерігаються і відмінності в отриманих рішеннях, що стосуються граничних умов розв'язку крайової задачі. Так, по торцевим поверхням опорної частини ГСП і на кромках дренажних канавок при моделюванні функції тиску засобами системи

CosmosFloWorks отримані ненульові значення тиску рідини (див. рис. 6.18) на відміну від розв'язку задачі скінченорізницеви ми методами, де за контуром $\Pi(\varphi, z)$ тиск рідини покладений рівним нулю.

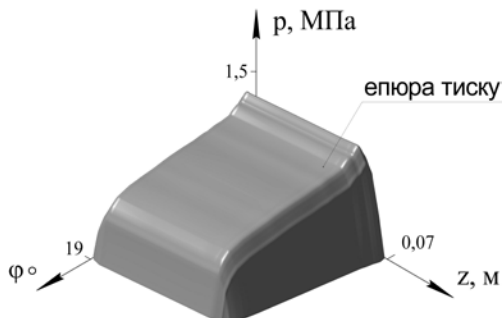


Рисунок 6.19 – Функція тиску рідини $p(\varphi, z)$ в області визначення, обмеженої другим карманом опори та прилеглими до нього перемичками

По довжині карманів в тангенціальному напрямку підшипника спостерігається перепад тиску (див. рис. 6.18, 6.19), обумовлений обертанням шпинделя, що не відповідає граничній умові за контуром $K(\varphi, z)$ зі сталим значенням тиску p_{ki} при розв'язку задачі методом скінчених різниць (див. табл. 6.1 та рис. 6.13). Встановлено, що зростання тиску рідини по тангенціальній довжині карманів підшипника відбувається в напрямку обертання шпинделя.

Перепад тиску в i -му кармані, обумовлений обертанням шпинделя, будемо характеризувати безрозмірною величиною $\Delta \bar{p}_i$, що визначається як:

$$\Delta \bar{p}_i = \frac{|p(\varphi_{tk1}, z_c) - p(\varphi_{tk2}, z_c)|}{p_{ki}}. \quad (6.10)$$

В результаті розрахунку за формулою (6.10) побудовані графіки перепаду тиску в другому кармані регульованого ГСП, що приведені на рис. 6.20.

Як видно з приведених на рис. 6.20 графіків, підвищення тиску рідини, що підводиться до карману, призводить до зменшення перепаду

тиску в ньому при обертанні шпинделя в підшипнику. Встановлено, що зі зростанням частоти обертання шпинделя $n_{\text{ш}}$ перепад тиску в карманах опори збільшується, причому при менших значеннях p_{k1} зазначене явище відбувається інтенсивніше.

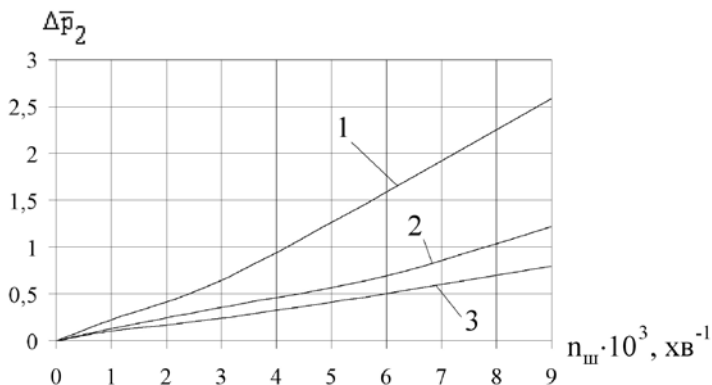


Рисунок 6.20 – Перепад тиску по тангенціальній довжині другого карману опори: 1 – $p_{k2}=1$ МПа; 2 – $p_{k2}=2$ МПа; 3 – $p_{k2}=3$ МПа

Оцінювання точності розрахунку функції тиску за методом скінчених об'ємів може бути виконано порівнянням результатів розрахунку з різними сітками, що відрізняються одна від одної розміром та кількістю комірок. Пошук розв'язку стаціонарних задач в CosmosFloWorks відбувається на основі ітераційних алгоритмів [173] з усередненням результатів розрахунку в часі. Критерієм завершення ітераційного процесу є збіжність розрахунку до деякого усталеного в часі рішення. Для визначення цього моменту використовуються певні критерії – фізичні параметри системи, які можуть характеризувати стан розрахунку в часі. Якщо під час розрахунку значення відміченого критерію має поведінку близьку до стаціонарної, то приймається рішення про завершення ітераційного процесу пошуку розв'язку задачі.

В якості критерію для завершення ітераційного процесу розрахунку запропоновано використання середнього тиску в розрахунковому рідинному середовищі. Графіки, що характеризують сіткову збіжність розрахунку при різних розмірах та кількості N_k комірок приведені на рис. 6.21.

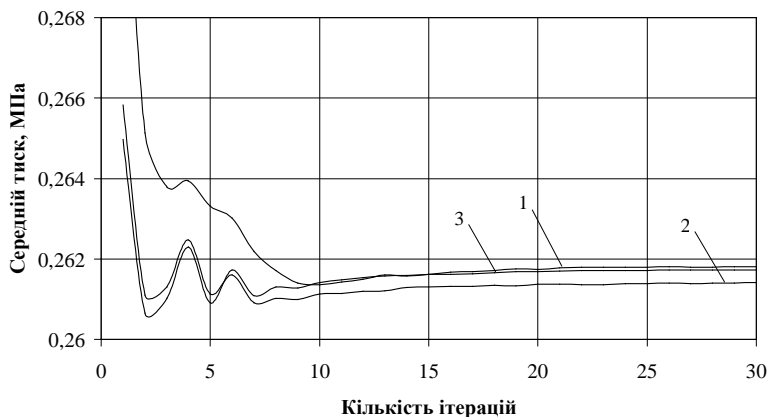


Рисунок 6.21 – До оцінювання точності розрахунку функції тиску $p(\varphi, z)$ засобами CFD системи *CosmosFloWorks*: 1 – $N_k=2383$; 2 – $N_k=13192$; 3 – $N_k=20443$

З приведених на рисунку графіків видно, що значення середнього тиску в розрахунковій області збігаються до деякої усталеної величини тиску після проведення 20-ти ітерацій. Максимальна відносна розбіжність даних розрахунку за середнім тиском при використанні сіток з різною кількістю комірок не перевищує 0,11%, що свідчить про задовільну точність розрахунку.

В результаті математичного моделювання вихідних характеристик регульованого радіального ГСП встановлено, що найбільший вплив на зазначені характеристики чинять геометричні відхилення опорних поверхонь в тангенціальному напрямку підшипника та перекіс осі шпинделя в ГСП. Так, похибки форми в поперечному перетині ГСП приводять до зменшення тиску в карманах, радіальної жорсткості та несучої здатності при одночасному збільшенні витрат рідини через опору. Якщо розглянути вплив окремих складових функції зазору (6.9), на вихідні характеристики ГСП, то слід відзначити, що найбільший вплив чинять ексцентриситет, перекіс шпинделя та еліпсність опорної поверхні гідростатичної втулки.

Геометричні відхилення опорних поверхонь та деформації втулки в аксіальному напрямку підшипника неістотно впливають на несучу

здатність та радіальну жорсткість ГСП. Проте вони впливають на формування моментної складової реакції M_R і, як наслідок, на величину кутової жорсткості ГСП. Окрім того, зазначені похибки обумовлюють збільшення мінімальної величини регульованого радіального зазору в опорі.

Слід також зазначити, що з метою підвищення несучої здатності ГСП в процесі механічної обробки на верстатах необхідно підвищувати тиск в карманах p_k , зменшувати радіальний зазор δ_0 в підшипнику. Варіювання величиною тиску в карманах ГСП обмежується необхідністю підтримання оптимального перепаду тиску Δp ($\Delta p = p_H - p_k$) для забезпечення максимальної жорсткості шару мастила та максимальним тиском насосної установки. Тож найбільш зручним способом підвищення несучої здатності підшипника є регулювання величиною радіального статичного зазору δ_0 , що може бути використано для різноманітних систем живлення ГСП в режимах як постійної витрати рідини ($Q = \text{const}$), так і постійного тиску рідини ($p = \text{const}$).

6.2 Динамічні характеристики систем автоматичного керування з регульованими гідростатичними підшипниками

В попередніх розділах монографії відзначено, що керування товщиною мастильного шару в процесі механічної обробки дає можливість підвищити вихідні експлуатаційні характеристики опор. Автоматизація процесу керування параметрами шпиндельних ГСО створює передумови для розробки нових технологічних процесів прецизійної механічної обробки на верстатах з гідростатичними опорними вузлами, що забезпечують скорочення часу на обробку деталі, підвищення продуктивності та зменшення кінцевої собівартості виробів.

На основі регулювання витратними характеристиками радіальних ГСП розроблена цифрова САК положенням шпинделя прецизійного верстата.

Принцип роботи САК положенням шпинделя наступний.

Під дією зовнішніх збурень положення шпинделя 1 (рис. 6.22) в ГСО постійно змінюється. Зміщення шпинделя сприймається

безконтактними вимірювачами переміщення 3 і 4, сигнали з яких надходять до ПЛІС 5. Відповідно до величини отриманого аналогового сигналу з вимірювачів ПЛІС визначає за програмою необхідну коригувальну витрату мастила $\Delta q_1 - \Delta q_4$ (див. рис. 6.22) в несучі кармани з метою компенсації зміщень шпинделя 1 під навантаженням. Відповідно до визначеної коригувальної подачі мастила сигнал з ПЛІС надходить до пропорційних клапанів витрат KB1-KB4 (або KB5-KB8 для контуру коригування задньої опори), які змінюють свою пропускну здатність пропорційно до вхідного сигналу, що призводить до зміни величини тиску p_{ki} у відповідних карманах опор. В результаті збільшення подачі рідини до більш навантажених карманів ГСП відбувається формування результуючої сили гідростатичного тиску P_{Σ} в напрямку опозитному до дії зовнішнього навантаження P . Під дією сили P_{Σ} шпиндель 1 зміщується до осі підшипника 2, тобто відбувається процес його центрування у власних опорах.

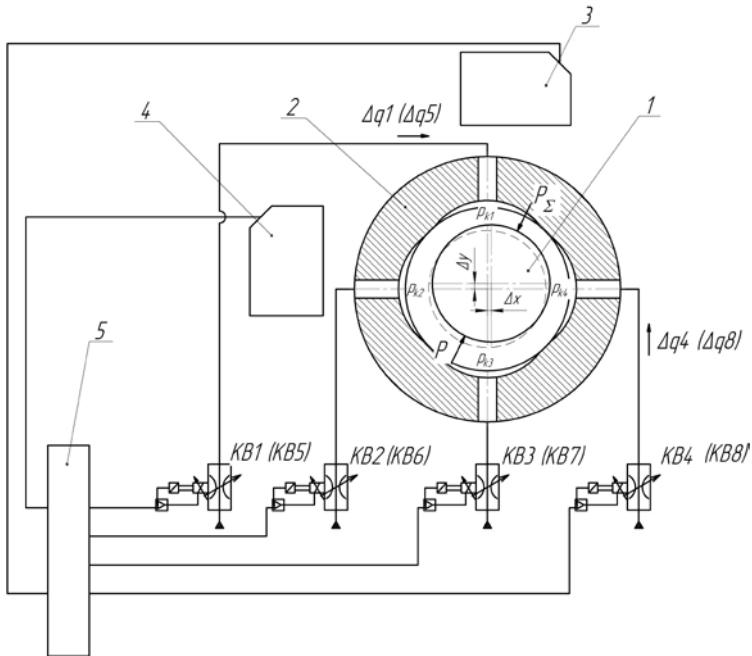


Рисунок 6.22 – Схема автоматичного регулювання положенням шпинделя

Наприклад, шпindel в передній опорі під дією зовнішньої сили змістився вгору і вправо, як показано на рис. 6.22. При цьому безконтактні вимірювачі сприймають переміщення шпинделя (Δx , Δy) в напрямку осей OX та OY відповідно. У відповідності до сигналу з вимірювачів ПЛІС визначає величину та напрямок відхилення шпинделя і, згідно до алгоритму керування, який також враховує швидкість та прискорення переміщення шпинделя, збільшує пропускну здатність клапанів $KB1$ і $KB4$ на величини $\Delta q1$ і $\Delta q4$, тим самим підвищуючи тиски $p_{к1}$, $p_{к4}$ в навантажених карманах ГСП. Пропускна здатність клапанів $KB2$ і $KB3$ в цьому випадку залишається незмінною. Значення коригувальних витрат рідини $\Delta q1$ і $\Delta q4$ змінюється аналоговим чином пропорційно до зміщень Δx і Δy таким чином, щоб сформувати зусилля P_{Σ} опозитно до напрямку вектора навантаження P . В результаті відбувається плавний рух шпинделя з ексцентричного до деякого центрального положення в опорі. Центральне положення в опорі характеризується збіганням геометричних осей опорних поверхонь шпинделя і підшипника.

Принципова схема САК положенням шпинделя з регулюванням витратних характеристик ГСО зображена на рис. 6.23.

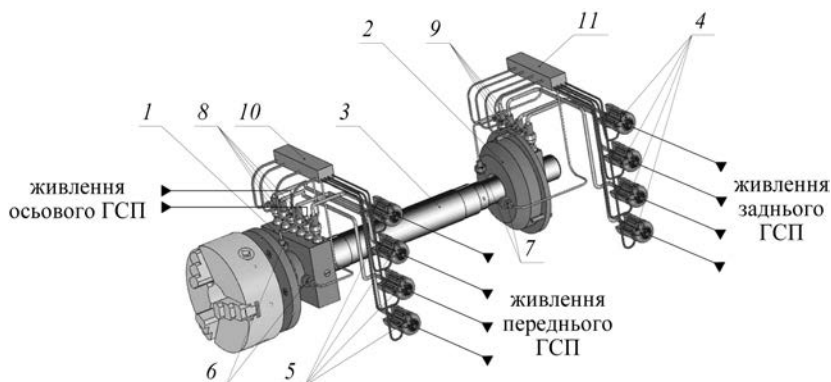


Рисунок 6.23 – Принципова схема САК положенням шпинделя з регулюванням витратних характеристик ГСО

Шпindel 3 встановлено на передній 1 та задній 2 чотирьохкарманних ГСО. Біля опор шпинделя розміщено у двох взаємноперпендикулярних площинах по дві пари лазерних вимірювачів

6 та 7. Вимірювачі 6, 7 приєднані до програмованих цифрових пристроїв 10, 11 відповідно. До зазначених цифрових пристроїв надходять також сигнали з вимірювачів динамічного тиску рідини 8, 9, що вбудовані в систему живлення біля кожного карману радіальних ГСП. Лазерні вимірювачі 6, 7 визначають зміщення шпинделя за віссю $OY - \Delta y$ та вздовж осі $OX - \Delta x$. Знаючи переміщення шпинделя за двома вза'ємноперпендикулярними осями, можна визначити ексцентриситет шпинделя відносно опори, як векторну суму переміщень по осі $OY (\Delta y)$ та по осі $OX (\Delta x)$ та кут зміщення шпинделя. За програмою цифрові пристрої 10, 11 змінюють пропускну здатність пропорційних клапанів витрат 5, 4 відповідно.

Одним з основних елементів запропонованого способу керування положенням шпинделя є безконтактні вимірювачі переміщення. Правильним вибором вимірювачів забезпечується чутливість САК до малих переміщень шпинделя в межах часток мікрометра та загальна надійність та швидкодія системи автоматичної компенсації коливань.

На наш погляд, найбільш перспективними для вимірювання абсолютної величини мікропереміщень шпинделя є безконтактні оптичні (лазерні) вимірювачі. З урахуванням робочих процесів, що відбуваються в технологічній системі верстата та параметрів вимірювання обрали вимірювачі типу РФ603.5-10/2-232-I-IN-12-CG-3 [152] (див. рис.2.27), технічні характеристики яких наведено в підрозділі 2.3.

Визначальним елементом з точки зору забезпечення високої точності обертання шпинделя, поряд з вимірювачами, є клапани витрат рідини. В даній САК запропоновано використовувати пропорційні клапани витрат прямої дії типу QVHZO, що забезпечують можливість керування витратами рідини з пропорційним регулюванням в залежності від електричних опорних сигналів [54].

Клапани працюють разом з електронними драйверами, які забезпечують можливість регулювання клапана за допомогою постійного струму. Струм змінюється залежно від опорного сигналу, що надходить з вузла керування. Гідравлічні характеристики клапана QVHZO-TES-PS-10/3/Z: витрата рідини $Q_{\text{рег}}$, що регулюється – до 3,5 л/хв; регульований перепад тисків – 0,4...0,6 МПа; максимальний тиск – 21 МПа; час спрацювання при 0-100% зміни сигналу – 25 мс.

Для забезпечення процесу компенсації зміщень шпинделя під

зовнішнім навантаженням потрібно визначити алгоритм керування пропорційними клапанами витрат рідини, тобто алгоритм роботи регулятора (РЕГ, рис. 6.24).

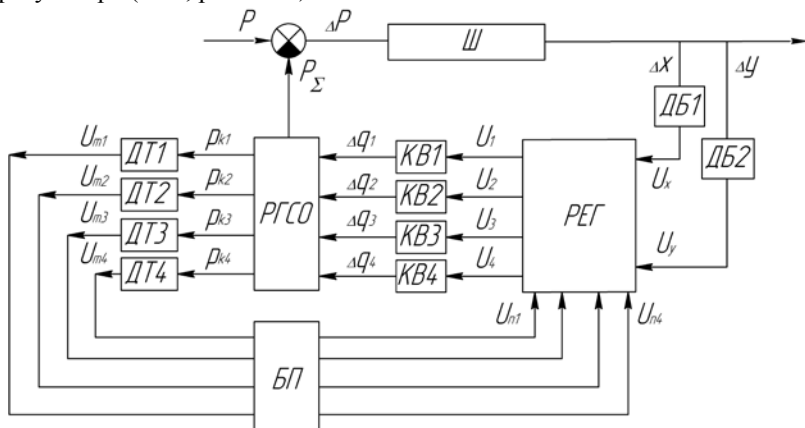


Рисунок 6.24 – Функціональна схема САК положенням шпинделя для передньої регульованої ГСО: РГСО – регульована гідростатична опора

Входами регулятора є напруження U_x , U_y , пропорційні зміщенню шпинделя Ш. На виході мікропроцесорний регулятор формує сигнали U_i , що надходять до пропорційних клапанів КВ1...КВ4, які, в свою чергу, змінюють свою пропускну здатність Δq_i у відповідності до алгоритму регулювання.

В результаті формуються відповідні значення несучої здатності P_Σ в регульованій ГСО для компенсації зовнішнього навантаження P на шпиндель. Тиск рідини в карманах p_{ki} опори вимірюється датчиками динамічного тиску рідини ДТ1...ДТ4, аналогові сигнали з яких U_{pi} після підсилення та перетворення до цифрового вигляду U_{ni} в блоці БП надходять до регулятора.

Основною складовою алгоритму роботи регулятора є залежність коригувальних витрат рідини Δq_i від величини та напрямку зміщень шпинделя.

В загальному випадку коригувальну витрату рідини, необхідну для зміщення шпинделя в центральне положення, можна визначити на основі рівнянь рівноваги сил, прикладених до шпинделя. Рівняння

рівноваги сил вздовж взаємно перпендикулярних осей OX і OY можна записати у вигляді:

$$\begin{cases} p_2 \cdot S_{\text{еф}2} - p_4 \cdot S_{\text{еф}4} = \sum P_x, \\ p_1 \cdot S_{\text{еф}1} - p_3 \cdot S_{\text{еф}3} = \sum P_y, \end{cases} \quad (6.11)$$

де $p_1 \dots p_4$ – тиски рідини у відповідних карманах; $S_{\text{еф}1} \dots S_{\text{еф}4}$ – ефективна площа відповідних карманів опори; $\sum P_x$, $\sum P_y$ – сумарні проекції зовнішніх сил на осі OX і OY відповідно.

Будемо вважати, що ефективна площа карманів опори однакова ($S_{\text{еф}}$). Тоді, виразивши тиск мастила через витрату та опір витіканню рідини:

$$p_{ki} = Q_i \cdot R_i, \quad (6.12)$$

та вводячи позначення $\Delta q_y = Q_1 - Q_3$, $\Delta q_x = Q_2 - Q_4$ в формулі (6.11), після перетворень отримаємо:

$$\Delta q_x = \frac{\frac{\sum P_x}{S_{\text{еф}}} + Q_4(R_4 - R_2)}{R_2}, \quad \Delta q_y = \frac{\frac{\sum P_y}{S_{\text{еф}}} + Q_3(R_3 - R_1)}{R_1}, \quad (6.13)$$

де $Q_1 \dots Q_4$ – витрати мастила через відповідні кармани ГСП на момент вимірювання (при ексцентричному положенні шпинделя); $R_1 \dots R_4$ – опори витіканню мастила з відповідних карманів в момент вимірювання (при ексцентричному положенні шпинделя).

Сумарні проекції зовнішніх сил на відповідні осі можна отримати наступним чином:

$$\begin{aligned} \sum P_x &= m_{\text{ш}} \frac{d^2 \Delta x}{d\tau^2} + h_{\text{ш}x} \frac{d\Delta x}{d\tau} + c_{\text{ш}x} \cdot \Delta x, \\ \sum P_y &= m_{\text{ш}} \frac{d^2 \Delta y}{d\tau^2} + h_{\text{ш}y} \frac{d\Delta y}{d\tau} + c_{\text{ш}y} \cdot \Delta y, \end{aligned} \quad (6.14)$$

де $m_{\text{ш}}$ – маса шпинделя, приведена до точки дії сил різання; $h_{\text{ш}x}$, $h_{\text{ш}y}$, $c_{\text{ш}x}$, $c_{\text{ш}y}$ – еквівалентні коефіцієнти демпфування ($h_{\text{ш}}$) та жорсткості ($c_{\text{ш}}$) шпинделя за відповідними напрямками.

Для обчислення еквівалентних характеристик жорсткості $c_{ш}$ та демпфування $h_{ш}$ розглянемо пружну систему шпинделя у вигляді еквівалентної одномасової динамічної моделі (рис. 6.25), приведеної до точки дії сили різання.

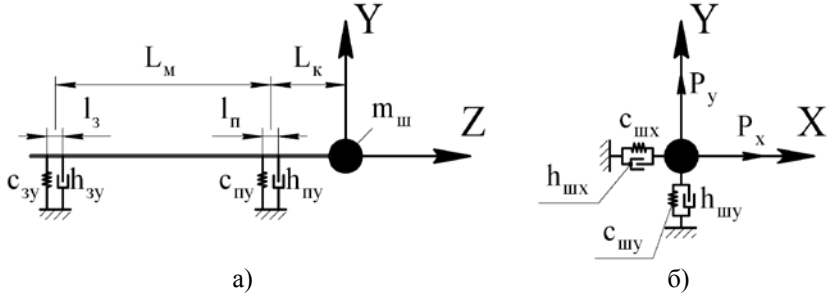


Рисунок 6.25 – Еквівалентна а) та приведена б) одномасові динамічні моделі шпинделя на регульованих ГСО

Розрахункова схема еквівалентної одномасової системи шпинделя (див. рис. 6.25, а) містить приведену масу шпинделя $m_{ш}$ та пружну систему шпинделя у вигляді невагомої балки, що розміщується на пружно-дисипативних опорах з розподіленими характеристиками жорсткостей ($c_{пх}$, $c_{зх}$; $c_{пу}$, $c_{зу}$) та демпфувань ($h_{пх}$, $h_{зх}$; $h_{пу}$, $h_{зу}$) за відповідними напрямками по довжині l_n , l_3 опорних поверхонь радіальних підшипників. Величини розподілених характеристик жорсткостей та демпфувань шпиндельних регульованих ГСО обчислюються у відповідності до рекомендацій розділу 2. Маса шпинделя $m_{ш}$ приведена до точки прикладання проєкцій P_x , P_y сили різання.

Приведена одномасова система шпинделя (див. рис. 6.25, б) містить масу $m_{ш}$, що розташована на пружно-дисипативній опорі, яка характеризується еквівалентними коефіцієнтами жорсткостей ($c_{шx}$, $c_{шы}$) та демпфувань ($h_{шx}$, $h_{шы}$) за відповідними напрямками.

З урахуванням рекомендацій [50] еквівалентні характеристики жорсткостей та демпфувань обчислюються у вигляді:

$$c_{шx} = \left(\frac{L_k^2(L_k + L_M)}{3EJ} + \frac{(L_k + L_M)^2}{L_M^2 c_{пх}} + \frac{L_k^2}{L_M^2 c_{зх}} \right)^{-1},$$

$$c_{ш\у} = \left(\frac{L_k^2(L_k + L_m)}{3EJ} + \frac{(L_k + L_m)^2}{L_m^2 c_{п\у}} + \frac{L_k^2}{L_m^2 c_{з\у}} \right)^{-1},$$

$$h_{ш\х} = c_{ш\х} \left(\frac{L_k^2(L_k + L_m)}{3EJ} h_m + \frac{(L_k + L_m)^2}{L_m^2 c_{п\х}} h_{п\х} + \frac{L_k^2}{L_m^2 c_{з\х}} h_{з\х} \right),$$

$$h_{ш\у} = c_{ш\у} \left(\frac{L_k^2(L_k + L_m)}{3EJ} h_m + \frac{(L_k + L_m)^2}{L_m^2 c_{п\у}} h_{п\у} + \frac{L_k^2}{L_m^2 c_{з\у}} h_{з\у} \right).$$

Тоді, підставляючи вирази (6.14) у формули (6.13), отримаємо:

$$\Delta q_x = \frac{1}{S_{\text{еф}}} \left(m_{ш} \frac{d^2 \Delta x}{d\tau^2} + h_{ш\х} \frac{d\Delta x}{d\tau} + c_{ш\х} \cdot \Delta x \right) + Q_4 (R_4 - R_2),$$

$$\Delta q_y = \frac{1}{S_{\text{еф}}} \left(m_{ш} \frac{d^2 \Delta y}{d\tau^2} + h_{ш\у} \frac{d\Delta y}{d\tau} + c_{ш\у} \cdot \Delta y \right) + Q_3 (R_3 - R_1). \quad (6.15)$$

Значення переміщень Δx , Δy , швидкостей $\frac{d\Delta x}{d\tau}$, $\frac{d\Delta y}{d\tau}$, прискорень $\frac{d^2 \Delta x}{d\tau^2}$, $\frac{d^2 \Delta y}{d\tau^2}$ визначаються в режимі реального часу за показниками вимірювачів, встановлених по осях ОХ та ОУ відповідно.

Величина витрат рідини Q_i з карманів підшипника, що входить до формул (6.15), наближено обчислюється за залежністю [31]:

$$Q_i = \frac{P_{ki} \cdot \delta_0^3 \cdot D \cdot \varphi_{k\tau}^*}{12\mu \cdot l_{na}} \cdot \left[(1 - \varepsilon K_\varphi)^3 + C_L (1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi_{\tau ki})^3 \right], \quad (6.16)$$

де $C_L = \frac{2(l_{ka} + l_{na})}{D \cdot \varphi_{k\tau}^*}$ (рис. 6.26); $K_\varphi = \frac{2}{\varphi_{k\tau}^*} \cdot \sin \frac{\varphi_{k\tau}^*}{2}$; i – номер карману; l_{na} –

довжина аксіальної перемички карману; $\varphi_{k\tau}^*$ – кут, що охоплює карман та половину довжини тангенціальних перемичок, суміжних з карманом; $\varphi_{\tau ki}$ – кут, що визначає положення i -го карману в полярній системі координат; φ_e – кут, який вказує напрямок зміщення шпинделя в ГСО.

часом робить цифрову систему дискретною, а квантування за рівнем – нелінійною. Характерною рисою САК положенням шпинделя з регулюванням витратними характеристиками є інерційність гідромеханічної частини системи по відношенню до цифрової. Так, частоти спрацьовування пропорційних клапанів витрат знаходяться в межах 40...200 Гц, в той же час частоти цифрової обробки інформації мають порядок у МГц. В цьому випадку, як зазначається в роботі [42], впливом квантування на динаміку САК можна знехтувати. Отже, для дослідження цифрової САК витратними характеристиками можна застосовувати математичний апарат аналізу лінійних неперервних систем.

Для апаратної реалізації математичної моделі регулятора запропонована ПЛІС фірми Altera моделі CYCLONE EP1C20F400C7 з тактовою частотою 10 МГц [171].

На рис. 6.27 в спрощеному варіанті показана структурна схема САК положенням шпинделя для передньої регульованої ГСО.

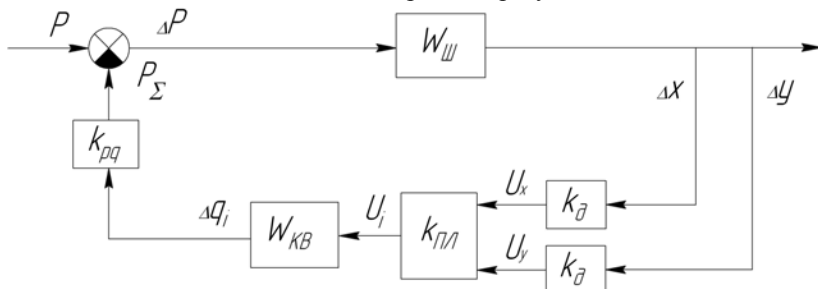


Рисунок 6.27 – Структурна схема САК положенням шпинделя для передньої регульованої ГСО

Розглянемо математичний опис елементів САК, приведеної на рис. 6.27.

Передавальна функція шпинделя $W_{ш}$ має вигляд:

$$W_{ш} = \frac{k_{ш}}{T_{1ш}^2 \cdot s^2 + T_{2ш} \cdot s + 1}, \quad (6.18)$$

де $k_{ш}$ – коефіцієнт передачі (статична податливість шпинделя), що визначається за рекомендаціями розділу 2; $T_{1ш}$, $T_{2ш}$ – постійні часу,

$$T_{1ш}^2 = m_{ш}/c_{ш}, \quad T_{2ш} = h_{ш}/c_{ш}.$$

Рекомендації щодо визначення коефіцієнтів $c_{ш}$, $h_{ш}$ наведені вище.

Коефіцієнти підсилення k_d , $k_{пл}$ характеризують відповідно оптичний вимірювач відстані, ПЛІС і визначаються за паспортними даними на устаткування.

Передавальна функція W_{KB} пропорційного клапану витрат рідини може бути представлена у вигляді послідовно розташованих ланок, що характеризують електронний драйвер клапана $k_{ед}$, електромеханічний перетворювач (ЕМП) $W_{ем}$ та голчастий дросель $k_{др}$. Електронний драйвер клапана витрат формує постійний струм I , який надходить до катушок пропорційного електромагніту, залежно від сигналу U з оптичного вимірювача відстані.

Передаточна функція ЕМП $W_{ем}$ пропорційного клапану має вигляд:

$$W_{ем} = \frac{k_1}{T_1^2 \cdot s^2 + T_2 \cdot s + 1}, \quad (6.19)$$

де k_1 – коефіцієнт передачі, $k_1 = k_i / c_{пр}$; T_1 , T_2 – постійні часу, $T_1^2 = m_p / c_{пр}$; $T_2 = h_e / c_{пр}$; k_i – крутість тягової характеристики [168]; $c_{пр}$ – жорсткість центруючої пружини; m_p – маса рухомої частини ЕМП; h_e – коефіцієнт демпфування [168].

Враховуючи, що клапан містить механічний компенсатор тиску, який підтримує постійну різницю тисків Δp на дроселі, коефіцієнт підсилення голчастого дроселя (за переміщенням голки) може бути представлений так:

$$k_{др} = \mu_v \pi d_{от} \sin\left(\frac{\alpha_{кр}}{2}\right) \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}},$$

де μ_v – коефіцієнт витрат рідини; $d_{от}$ – діаметр отвору дроселя під голку; $\alpha_{кр}$ – кут конуса голки.

Таким чином, передавальна функція пропорційного клапану витрат буде визначатися:

$$W_{KB} = k_{ед} W_{ем} k_{др}.$$

Коефіцієнт підсилення регульованої ГСО за витратами рідини (при $\varepsilon \rightarrow 0$) може бути знайдений так:

$$k_{pq} = \frac{DL}{2} R_i \sum_{i=1}^{n_k} \cos(\varphi_{rki} - \varphi_0).$$

З метою визначення характеристик якості досліджуваної САК побудована її імітаційна модель в системі Simulink. Враховуючи принцип суперпозиції для лінійної системи, спочатку розглянемо імітаційну модель мехатронної САК з каналом зворотного зв'язку за переміщенням шпинделя, наприклад, Δx (рис. 6.28).

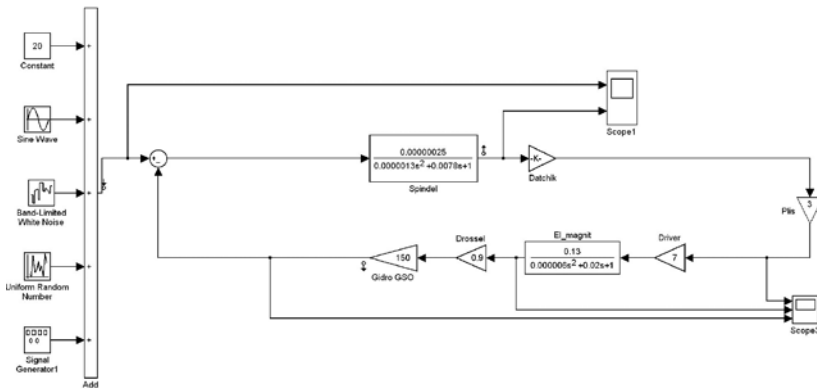


Рисунок 6.28 – S-модель САК положенням шпинделя з регулюванням витрат рідини в ГСО

Розглянемо входи моделі, які представлені рядом блоків. Так, блок „Constant” формує постійну складову зовнішнього навантаження на шпиндельний вузол; блок „Sine wave” формує гармонічну складову зовнішнього навантаження; блок „Band-Limited White Noise” призначений для моделювання випадкового збурення з постійною спектральною щільністю; блок “Uniform Random Number” відповідає випадковій складовій зовнішнього навантаження з рівномірним законом розподілу щільності ймовірностей; блок „Signal Generator” призначений для формування імпульсної складової зовнішнього навантаження.

Для дослідження характеристик якості САК запропоновано використання вбудованої системи LTI Viewer пакета Simulink. На основі моделювання засобами LTI Viewer отримана перехідна характеристика САК (рис. 6.29, а).

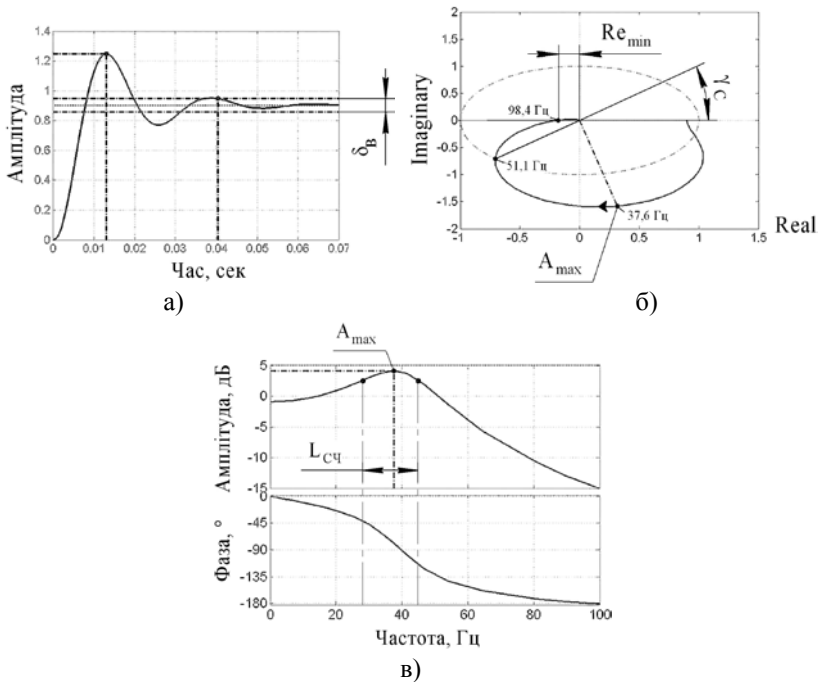


Рисунок 6.29 – Динамічні характеристики САК положенням шпинделя з регулюванням витрат рідини

В результаті аналізу графіка перехідної характеристики встановлено: час перехідного процесу – 0,04 с ($\delta_B=0,05A_B$, де A_B – значення амплітуди, що встановилося); швидкодія – 25 Гц; перерегулювання – 38,2%; затухання за період – 85,1%. За годографом АФЧХ системи (див. рис. 6.29, б) в розімкненому стані встановлено, що система є сталою. Отримані характеристики запасу сталості системи: за амплітудою 12,9 дБ; за фазою $\gamma_C=45^\circ$. Характеристики якості доповнені АЧХ та ФЧХ системи (див. рис. 6.29, в), за якими визначена ширина смуги пропускання частот $L_{CЧ}=18$ Гц; максимальна амплітуда коливаль – $A_{max}=4,14$ дБ при частоті 37,6 Гц.

З приведених на рис. 6.29 характеристик якості видно, що система є швидкодіючою, причому лімітуючим елементом (найбільш інерційним) з точки зору обмеження швидкодії є гідромеханічна

частина системи. В системі наявне перерегулювання в межах 38,2%, проте коливальний процес швидко затухає за час 0,04 с. Запас сталості в цілому задовольняє мінімальним вимогам до САК металорізальних верстатів ($L_{Amin}=8$ дБ; $\gamma_{Cmin}=30^\circ$ [97]). Однак збільшення коефіцієнту передачі за каналом зворотного зв'язку за будь-якою координатою може привести до втрати сталості САК.

З метою підвищення точності шпindelного вузла запропонований принципово новий спосіб регулювання зазору в ГСО [88] з пружними елементами корпусу опори. Зазначений спосіб регулювання дозволяє безступінчато змінювати статичний радіальний зазор в ГСО в межах 20-40 мкм залежно від навантаження на шпindelний вузол верстата.

Для автоматизації керування вихідними характеристиками точності верстата розроблений електрогідравлічний привод [90] регульованих радіальних ГСО з пружними елементами корпусу. Недоліком зазначеної системи є використання в каналі зворотного зв'язку вузла порівняння на основі показників віброприскорення шпindelної бабки з реалізацією первинного перетворювача у вигляді акселерометра. Така структура не завжди дозволяє адекватно оцінити фактичний рівень коливань шпинделя, адже сигнал з корпусу бабки містить багатокомпонентну адитивну шумову складову, що пов'язана з робочими процесами в коливальній підсистемі всього шпindelного вузла.

З метою підвищення точності та надійності процесу керування вихідною точністю обертання шпинделя пропонується використання каналу зворотного зв'язку на основі безконтактних вимірювачів переміщення шпинделя, які розташовані у двох взаємоортогональних площинах (рис. 6.30).

Сигнали з вимірювачів надходять до спеціального аналогового пристрою, що виконує три функції: розрахунку радіус вектора ρ_1 траєкторії шпинделя в площині встановлення вимірювачів; релейного регулятора; блоку керування кінцевими вимикачами. Розрахунок ρ_1 здійснюється за залежністю:

$$\rho_1 = \sqrt{U_1^2 + U_2^2} = k_d \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2}, \quad (6.20)$$

де k_d – коефіцієнт підсилення безконтактних вимірювачів переміщень.

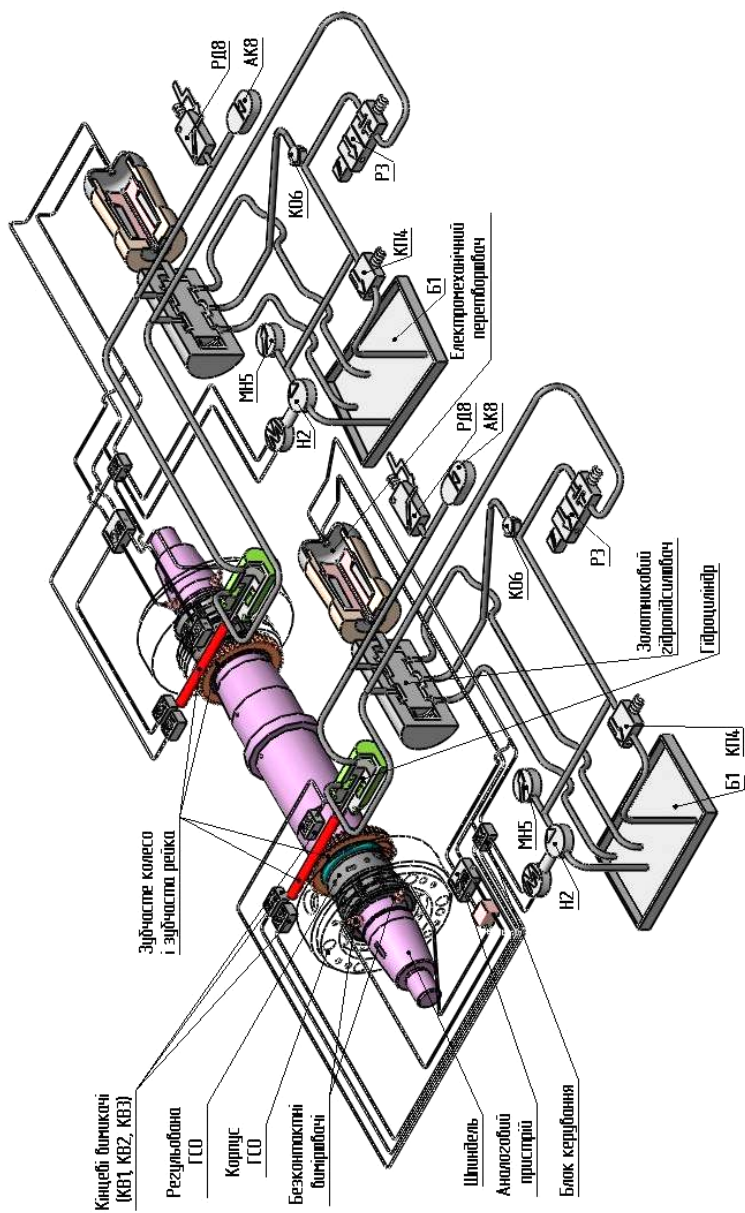


Рисунок 6.30 – Принципова схема електрогідравлічної САК положенням шпинделя з регулюванням геометричних параметрів ГСО

Релейний регулятор працює наступним чином. В режимі реального часу виконується порівняння отриманого значення напруги p_i з максимально припустимим опорним значенням p_{max} . При перевищенні заздалегідь встановленого при налагодженні значення p_{max} сигнал одночасно надходить до ЕМП та блоку керування електродвигуна насосу періодичної дії Н2, вмикаючи його. При спрацьовуванні ЕМП шток золотника зміщується від нульового положення, відкриваючи прохід рідини від насоса до поршневої порожнини гідроциліндра. При переміщенні штока гідроциліндра з жорстко з'єднаною з ним зубчатою рейкою повертається шестерня, на внутрішній поверхні якої виконана різь. Шестерня упирається в торець корпусу опори і виконує роль натяжного елемента. В процесі обертання шестерні по зовнішній різі хвостової частини гідростатичної втулки остання набуває осьового переміщення і, завдяки спеціальній пружній конструкції, деформується, тим самим змінюючи величину статичного зазору δ_0 .

Для здійснення реверсу двопозиційний розподільник РЗ (див. рис. 6.30) переводиться в інше положення, внаслідок чого робоча рідина від насоса Н2 надходить до штокової порожнини гідроциліндра. При цьому шток з рейкою здійснює зворотній рух, тим самим здійснюючи цикл збільшення зазору δ_0 . Це дає можливість продуктивно використовувати дану САК не лише на чистових, а й на чорнових технологічних переходах, коли у високій точності обробки немає потреби.

Для аварійних режимів роботи призначена система кінцевих вимикачів (КВ 1 – КВ 3) та гідроаккумулятор АК8. Рух зубчатої рейки в прямому напрямку обмежений двома вимикачами (КВ1, КВ2) для блоку керування електродвигуна і аналогового пристрою відповідно. Спрацьовування зазначених КВ призводить до зупинки електродвигуна насоса та розмикання контактів ЕМП, що обумовлює повернення штока гідророзподільника у початкове положення, в якому лінія подачі рідини до поршневої порожнини гідроциліндра закрита. В результаті процес регулювання зазору δ_0 призупиняється.

На рис. 6.31 приведена функціональна схема запропонованої САК.

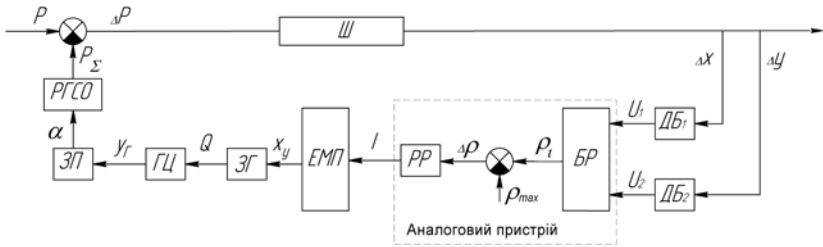


Рисунок 6.31 – Функціональна схема електрогідравлічної САК положенням шпинделя

Сигнали U_1 , U_2 з безконтактних вимірювачів ДБ₁, ДБ₂, пропорційні зміщенню шпинделя Δx , Δy в напрямках осей OX і OY відповідно, надходять до блоку розрахунку БР поточного значення радіус-вектора ρ_i , звідки після порівняння з максимально допустимим значенням ρ_{\max} сигнал надходить до релейного регулятора РР. При спрацьовуванні останнього електричний сигнал з силою струму $I=25$ мА надходить на контакти ЕМП, в результаті чого шток золотникового гідропідсилювача ЗГ набуває переміщення x_y , відкриваючи прохід рідини з витратою Q до поршневої порожнини гідроциліндра ГЦ. Шток гідроциліндра переміщується на величину y_f , яка завдяки рейковій передачі ЗП перетворюється в кут повороту α шестерні, що розміщується на хвостовій частині гідростатичної втулки. Обертання шестерні приводить до відповідної зміни зазору δ_0 і, як наслідок, до формування відповідних значень несучої здатності P_Σ в регульованій ГСО, що безпосередньо сприймає зовнішнє навантаження P на шпиндель Ш.

З метою аналізу електрогідравлічної САК розглянемо побудову її математичної моделі. Передавальні функції шпинделя $W_{\text{Ш}}$, ЕМП $W_{\text{ЕМП}}$ електрогідравлічної САК обчислюються за виразами (6.18, 6.19).

Передавальну функцію золотникового гідропідсилювача $W_{\text{ЗГ}}$ можна характеризувати відповідним коефіцієнтом підсилення $k_{\text{ЗГ}}$:

$$W_{\text{ЗГ}} = k_{\text{ЗГ}} = \mu_v \cdot \pi \cdot d_3 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (6.21)$$

де d_3 – діаметр золотника; Δp – перепад тиску на золотнику.

Передавальна функція гідроциліндра $W_{ГЦ}$ може бути знайдена як [63]:

$$W_{ГЦ} = \frac{k_{ц}}{T_{1ц}^2 \cdot s^2 + T_{2ц} \cdot s + 1}, \quad (6.22)$$

де $k_{ц}$ – коефіцієнт передачі, $k_{ц} = p_H / (c_{ц} \cdot v_n)$; $T_{1ц}$, $T_{2ц}$ – постійні часу, $T_{1ц}^2 = m_{ц} / c_{ц}$, $T_{2ц} = \chi_{ц} / c_{ц}$; $c_{ц}$, $\chi_{ц}$ – коефіцієнти жорсткості та демпфування гідроциліндра [63]; $m_{ц}$ – маса рухомих частин гідроциліндра; v_n – швидкість руху поршня.

Значний інтерес представляє аналіз впливу нелінійностей на робочі процеси в САК. Нелінійні ланки проточної частини ГСО $P_{\Sigma} = f(\delta_0)$ та блоку розрахунку $\rho_i = f(U)$ припускають лінеаризацію. Проте, приведена система на рис. 6.31 містить дві суттєво нелінійні ланки: релейний елемент та люфт в зубчастій передачі (рис. 6.32), що не дозволяють досліджувати електрогідравлічну САК методами лінійного аналізу.

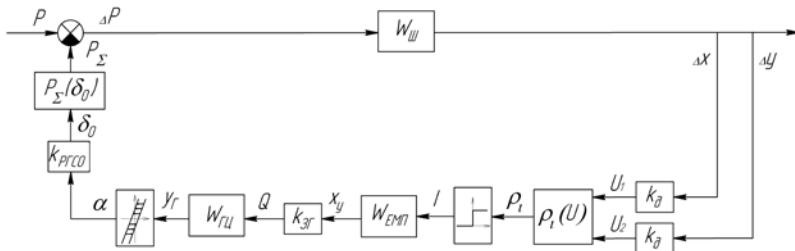


Рисунок 6.32 – Структурна схема електрогідравлічної САК положенням шпинделя

Розглянемо математичний опис цих елементів більш докладно.

Для підвищення точності шпиндельного вузла запропонована САК (див. рис. 6.30), що представляє собою дискретну систему з регулятором релейного типу, що входить до аналогового пристрою (див. рис. 6.31). Застосування релейного регулятора обумовлено рядом переваг по відношенню до лінійних регуляторів, а саме: високою стабільністю, швидкодією і точністю характеристик регулятора. До недоліків релейних САК слід віднести можливість виникнення автоколивань, що погіршують характеристики механічної частини системи [53].

Регулятор електрогідравлічної САК представляє собою релейний елемент з несиметричною відносно початку координат характеристикою, що описується рівняннями:

$$I = \begin{cases} I = 0 & \text{при } \rho_i \leq \rho_{\max}, \\ I = I_0 & \text{при } \rho_i > \rho_{\max}, \end{cases}$$

де ρ_{\max} – максимально припустиме значення радіус-вектора траєкторії шпинделя, при якому точність обертання шпинделя є задовільною.

Нелінійність в зубчастій передачі обумовлена наявністю люфту, який виникає в передачі через бічні зазори в спряжених зубцях шестерні і рейки та внаслідок наявності пружної деформації валів і зубчастої пари.

Люфти в зубчастих передачах чинять істотний вплив на сталість САК. В роботі [153] відмічається, що при збільшенні їх значень в системі виникають незатухаючі автоколивання, які зменшують точність робочих процесів в САК. Люфт в зубчастій передачі визначається кутом повороту вихідного валу при нерухомому вхідному валі і регламентується стандартами [96]. Ймовірні максимальні значення люфту пари зубчастих коліс, виражені кутом повороту веденого колеса, можна визначити за допомогою формули [153]:

$$\Delta_{\text{зн}} = 6,88 \frac{C_{\text{п}}}{m \cdot z_2} \text{ кут. хв.}, \quad (6.23)$$

де $C_{\text{п}}$ – максимальний бічний зазор за рекомендаціями [96], мкм; m – модуль зчеплення, мм; z_2 – число зубців веденого колеса.

Значення величини люфту с рейкової передачі електрогідравлічної САК за умов припущення про малість кута закручування гідростатичної втулки знайдеться як $c = \Delta_{\text{зн}}$ (рис. 6.33).

Статичний коефіцієнт рейкової передачі характеризується тангенсом кута γ нахилу характеристики (див. рис. 6.33) і обчислюється за залежністю:

$$k = \text{tg} \gamma = \frac{360}{\pi \cdot m \cdot z_2}. \quad (6.24)$$

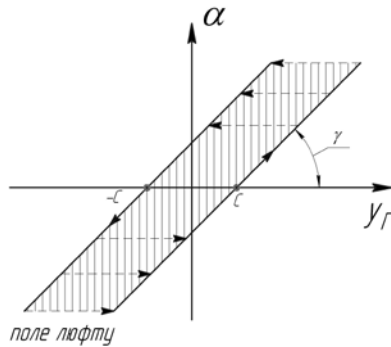


Рисунок 6.33 – Статична характеристика люфту рейкової передачі

Статичний коефіцієнт рейкової передачі характеризується тангенсом кута γ нахилу характеристики (див. рис. 6.33) і обчислюється за залежністю:

$$k = \operatorname{tg} \gamma = \frac{360}{\pi \cdot m \cdot z_2} \cdot \quad (6.24)$$

Особливістю характеристик з люфтом є залежність вихідної величини (кута повороту α шестерні) не тільки від значення вхідної величини (переміщення рейки y_r), а й від напрямку її змінювання. Для характеристики напрямку змінювання вхідної величини застосовуються її похідні, знак яких відповідає напрямку змінювання вхідного сигналу. З урахуванням рекомендацій [106] математичний опис статичної характеристики люфту в рейковій передачі САК може бути поданий у вигляді:

$$\alpha = \begin{cases} k(y_r - c) \text{ при } \frac{dy_r}{dt} > 0, \\ k(y_r + c) \text{ при } \frac{dy_r}{dt} < 0, \\ \text{const} \quad \text{при } |k \cdot y_r - \alpha| < c, \end{cases} \quad (6.25)$$

Математичний опис шпindelних регульованих ГСО зручно подати у вигляді суми двох ланок: передавальних функцій кінематичного та гідравлічного ланцюгів опори. Кінематичний ланцюг

ГСО за умови попереднього натягу в контурі регулювання представляє собою безінерційну ланку з коефіцієнтом підсилення:

$$k_{\text{ГСО}} = \frac{R_p \cdot L_p \cdot n_p}{180 \cdot D_p} \cdot \text{tg} \beta, \quad (6.26)$$

де R_p – радіус різи на хвостовій частині гідростатичної втулки; L_p – крок різи; n_p – число заходів різи; D_p – середній діаметр різи; β – кут нахилу конічної поверхні гідростатичної втулки.

Для умов розв’язуваної задачі гідравлічний ланцюг регульованої ГСО (див. рис. 6.32) представляє собою нелінійну ланку із залежністю несучої здатності P_Σ від величини регульованого радіального зазору δ_0 ($P_\Sigma=f(\delta_0)$), яка може бути представлена (при $\varepsilon \rightarrow 0$) у вигляді [31]:

$$P_\Sigma = p_n \cdot S_{\text{еф}} \left(\frac{1}{1 + \left(1 - \frac{e \cdot K_\varphi}{\delta_0}\right)^3} - \frac{1}{1 + \left(1 + \frac{e \cdot K_\varphi}{\delta_0}\right)^3} \right). \quad (6.27)$$

З метою лінеаризації розкладемо функцію (6.27) в ряд Тейлора за ступенем малих відхилень від положення рівноваги підшипника ($\varepsilon \rightarrow 0$). Частинна похідна від функції (6.27) за незалежною змінною δ_0 представляє собою коефіцієнт лінеаризації $k_{\text{оп}}$:

$$k_{\text{оп}} = p_n \cdot S_{\text{еф}} \left[\frac{3 \cdot e \cdot K_\varphi}{\delta_0^2 \left(1 + \left(1 - \frac{e \cdot K_\varphi}{\delta_0}\right)^3\right)^2} \cdot \left(1 - e \frac{K_\varphi}{\delta_0}\right)^2 + \frac{3 \cdot e \cdot K_\varphi}{\delta_0^2 \left(1 + \left(1 + \frac{e \cdot K_\varphi}{\delta_0}\right)^3\right)^2} \cdot \left(1 + e \frac{K_\varphi}{\delta_0}\right)^2 \right]. \quad (6.28)$$

Таким чином, лінеаризоване рівняння (6.27) у відхиленнях набуде вигляду: $\delta(P_\Sigma) = k_{\text{оп}} \cdot \delta(\delta_0)$. Похибка лінеаризації (при зміщенні

шпинделя відносно точки лінеаризації на величину 5 мкм) становить 2,2%.

За аналогічних міркувань лінеаризуємо залежність $\rho_i=f(U)$, яка є характеристикою ланки блоку розрахунку БР (див. рис. 6.31, 6.32). Коефіцієнти лінеаризації $k_{л1}$, $k_{л2}$ обчислюються за формулами:

$$k_{л1} = \frac{U_1}{\sqrt{U_1^2 + U_2^2}}, \quad k_{л2} = \frac{U_2}{\sqrt{U_1^2 + U_2^2}}. \quad (6.29)$$

Тоді залежність (6.20) у відхиленнях набуде вигляду: $\delta(\rho_i) = k_{л1} \cdot \delta U_1 + k_{л2} \cdot \delta U_2$. Похибка лінеаризації при значеннях $\varepsilon \leq 0,5$, що мають місце для прецизійних шпинделів, не перевищує 5%. Враховуючи принцип суперпозиції для лінійної частини системи, розглянемо спочатку вхід блоку розрахунку за сигналом U_2 , який пропорційний зміщенню шпинделя Δu .

З урахуванням вищесказаного математична модель електрогідравлічної САК може бути представлена рівняннями (6.18, 6.19, 6.21, 6.22, 6.24-6.26, 6.28, 6.29). Передавальні функції $W_{ЕМП}$, $W_{ГЦ}$, $W_{ШВ}$ та коефіцієнти підсилення $k_{л}$, $k_{зГ}$, k , $k_{РГСО}$, $k_{он}$, що входять до відмічених рівнянь, характеризують лінійну частину системи. Залежності $I=f(\rho_i, \rho_{max})$, $\alpha=f(k, u_{Г}, c, \frac{dy_{Г}}{dt})$, які є характеристиками ланок

релейного регулятора та люфту відповідно, представляють собою нелінійну частину САК.

Для дослідження динаміки нелінійної електрогідравлічної САК необхідно отриману математичну модель привести до розрахункової у вигляді комбінації нелінійної та лінійної частин системи, охоплених від'ємним одиничним зворотнім зв'язком. Використовуючи правила перетворення структурних схем нелінійних САК [146] представимо схему на рис. 6.32 у вигляді зручного для подальшого аналізу (рис. 6.34).

$$\text{На рис. 6.34 позначено: } W_{л1} = \frac{1}{k_{он}} \cdot \frac{1}{k_{РГСО}}; \quad W_{л2} = \frac{1}{W_{ГЦ}} \cdot \frac{1}{k_{зГ}} \cdot \frac{1}{W_{ЕМП}};$$
$$W_{л3} = \frac{1}{k_{л}} \cdot \frac{1}{W_{ШВ}}; \quad W_{л4} = \frac{1}{k_{л}}$$



Рисунок 6.34 – Перетворена структурна схема електрогідравлічної САК

Обернені нелінійні характеристики люфту $y_{\Gamma} = f^{-1}(\alpha)$ та релейного регулятора $\rho_i = f^{-1}(I)$ визначаються за залежностями:

$$\rho_i = \begin{cases} \rho_i \leq \rho_{\max} & \text{при } I = 0, \\ \rho_i > \rho_{\max} & \text{при } I = I_0, \end{cases} \quad y_{\Gamma} = \begin{cases} \frac{\alpha}{k} + c & \text{при } \frac{d\alpha}{dt} > 0, \\ \frac{\alpha}{k} - c & \text{при } \frac{d\alpha}{dt} < 0, \\ \left| \frac{\alpha}{k} - y_{\Gamma} \right| < c & \text{при } \alpha = \text{const}. \end{cases}$$

Як видно з рис. 6.34, ланки $\frac{1}{W_{Л3}}$, $W_{Л4}$ розташовані на виході замкнутого розрахункового контуру і не впливають на його динамічні характеристики.

Розглянемо стійкість та параметри автоколивань в контурі зворотного зв'язку на основі методу гармонічної лінеаризації [106] за припущення, що лінійна частина системи є фільтром низьких частот, яка добре гасить коливання високих гармонік.

Для приведеної на рис. 6.35 структурної схеми, що представляє собою розрахунковий контур відповідно до рис. 6.34, рівняння автоколивань запишуться у вигляді:

$$W_{Л1}(j\omega) \cdot W_{Н1}^{\text{гар}}(\alpha) \cdot W_{Л2}(j\omega) \cdot W_{Н2}^{\text{гар}}(I) \cdot W_{Л3}(j\omega) = -1, \quad (6.30)$$

де $W_{Н1}^{\text{гар}}(\alpha)$, $W_{Н2}^{\text{гар}}(I)$ – передавальні функції гармонічно лінеаризованих ланок $y_{\Gamma} = f^{-1}(\alpha)$ та $\rho_i = f^{-1}(I)$ відповідно.

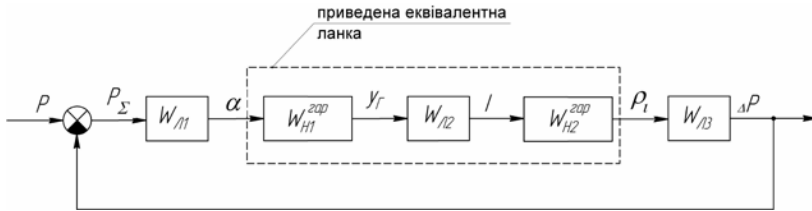


Рисунок 6.35 – Розрахункова структурна схема електрогідравлічної САК

Амплітуда сигналу ΔP на виході контуру (див. рис. 6.35) обчислюється як:

$$\Delta P = P_{\Sigma} \cdot W_{Л1}(j\omega) \cdot W_{Н1}^{гар}(\alpha) \cdot W_{Л2}(j\omega) \cdot W_{Н2}^{гар}(I) \cdot W_{Л3}(j\omega),$$

де $\alpha = f(P_{\Sigma})$, $I = f(\rho_1, \omega)$.

Об'єднаємо дві нелінійні ланки та розташовану посеред них лінійну ланку в одну приведену еквівалентну ланку (див. рис. 6.35) з передавальною функцією $W_{НЛ}^{гар}(\alpha, j\omega)$. Перепишемо рівняння (6.30) у вигляді прийнятному для розв'язку методом Гольдфарба:

$$W_{Л}(j\omega) = -\frac{1}{J_{НЛ}(\alpha, j\omega)}, \quad (6.31)$$

де $W_{Л}(j\omega) = W_{Л1}(j\omega) \cdot W_{Л3}(j\omega)$; $J_{НЛ}(\alpha, j\omega) = W_{Н1}^{гар}(\alpha) \cdot W_{Л2}(j\omega) \cdot W_{Н2}^{гар}(I)$.

Передавальні функції гармонічно лінеаризованих ланок $y_G = f^{-1}(\alpha)$ та $\rho_1 = f^{-1}(I)$ знаходяться за залежностями:

$$W_{Н1}^{гар} = \frac{1}{k \cdot \pi} \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin\left(1 - \frac{2c \cdot k}{a}\right) + 2 \left[1 - \frac{2c \cdot k}{a} \right] \sqrt{\frac{c \cdot k}{a} \left(1 - \frac{c \cdot k}{a}\right)} \right] - \text{при } a > c \cdot k,$$

$$-j \frac{4c}{\pi \cdot a} \left(1 - \frac{c \cdot k}{a}\right)$$

$$W_{Н2}^{гар} = -\frac{I_0}{2} + \frac{4I_0}{\pi \cdot a} \quad \text{при } \rho_{\max} \ll I_0,$$

де a – амплітуда гармонічного сигналу на вході нелінійної ланки.

Для графічного розв'язку рівняння (6.31) визначені параметри електрогідравлічної САК положенням шпинделя на регульованих ГСО, які становлять: $k_L=1108,5$; $I_0=25 \cdot 10^{-3}$ А; $T_1=0,0574$ с², $T_2=0,015$ с, $k_1=0,24$ м/А; $k_{зг}=0,35$ м²/ч; $T_{1ц}=2,13$ с²; $T_{2ц}=0,76$ с; $k_{ц}=2,2 \cdot 10^8$ с/м²; $c=8,9$ кут. хв.; $k=1$; $k_{ргсо}=5,6 \cdot 10^3$ м/рад; $k_{оп}=105$ Н/м; $T_{1ш}=1,34 \cdot 10^{-3}$ с², $T_{2ш}=7,8 \cdot 10^{-5}$ с; $k_{ш}=2,5 \cdot 10^{-8}$ м/Н.

Параметри можливих автоколивань визначаються точками перетину годографу лінійної частини системи $W_L(j\omega)$ із сімейством характеристик $-1/J_{нл}(a)$ (криві 1 – 3 на рис. 6.36) при фіксованих значеннях частоти ω .

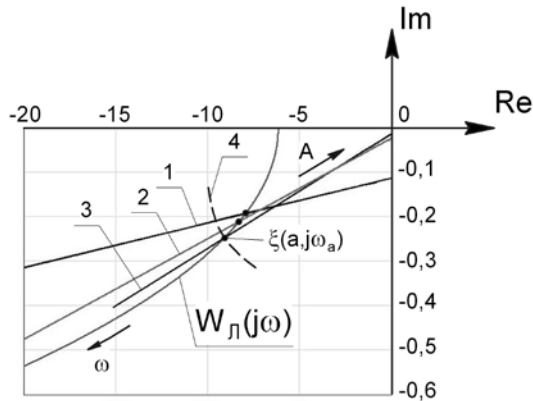


Рисунок 6.36 – Графічний розв'язок рівняння автоколивань:
 1 – $\omega=120$ Гц; 2 – $\omega=180$ Гц; 3 – $\omega=205$ Гц; 4 – годограф
 характеристики $-1/J_{нл}(a, j \cdot 205)$

Частота автоколивань системи ($\omega_a=205$ Гц) відповідає збігу частот в точці перетину кривої 3 з характеристикою $W_L(j\omega)$. Амплітуда автоколивань в САК визначається точкою $\xi(a, j\omega_a)$ перетину характеристик $-1/J_{нл}(a, j \cdot 205)$ з годографом $W_L(j\omega)$ при фіксованих значеннях амплітуди a (див. криву 4 на рис. 6.36), яка становить 18 кут. хв. Автоколивання в системі стійкі, оскільки при зростанні амплітуди A коливань нелінійної частини характеристика не охоплюється АФЧХ лінійної частини системи.

Умовою застосування методу гармонічної лінеаризації до аналізу нелінійних САК є виконання гіпотези фільтра [106]. Для перевірки

умови фільтра визначимо модуль характеристики $W_{\text{л}}(j\omega)$ при значеннях частот ω_a , $2\omega_a$, $3\omega_a$. Амплітудні значення характеристик становлять: $|W_{\text{л}}(j\omega_a)| = 1,9 \cdot 10^{-2}$; $|W_{\text{л}}(j2\omega_a)| = 5,2 \cdot 10^{-3}$; $|W_{\text{л}}(j3\omega_a)| = 2,3 \cdot 10^{-3}$. Таким чином, амплітуда 2-ї гармоніки становить 27,4%, а амплітуда 3-ї гармоніки – 12,1 % від амплітудного значення 1-ї гармоніки. Отже, гіпотеза фільтра нижніх частот для лінійної частини системи підтверджується.

Як видно з проведеного аналізу, частотний діапазон ($\omega_a = 205$ Гц) та амплітудні значення ($a = 18$ кут. хв.) автоколивань в електрогідравлічній САК не чинять істотного впливу на динаміку виконавчого механізму приводу – регульованої гідростатичної опори, що має низьку частотну смугу пропускання сигналу (до 2 Гц) та амплітудний діапазон вхідного регулювання (кута повороту α), який вимірюється в десятках градусів.

В роботі [115] встановлено, що перехідний процес електрогідравлічної САК (див. рис. 6.30) має коливальний характер зі значною тривалістю (до 30 с) та перерегулюванням. Основними джерелами коливань є гідроциліндр та пружина штоку ЕМП, що центрує.

З метою підвищення надійності системи та зменшення часу перехідного процесу регулювання запропонована цифрова САК на основі програмованого мікроконтролера і крокового двигуна, яка приведена на рис. 6.37.

Суть удосконалення полягає в заміні електрогідравлічного приводу виконавчого механізму САК на кроковий електродвигун (КД) з керуванням від мікропроцесорного пристрою (МК) (рис. 6.38, а). Аналогові сигнали U_1 , U_2 з безконтактних вимірювачів після АЦП надходять до системи керування (СК) мікропроцесорного пристрою, що за програмою формує сигнали $U_{11} \dots U_{32}$ керування силовими ключами інвертора (транзисторного комутатора). Інвертор генерує напруги $U_{1\text{КД}} \dots U_{3\text{КД}}$, які безпосередньо надходять на збудження фаз крокового двигуна.

Кут повороту КД $\alpha_{\text{КД}}$ (рис. 6.38, б) пропорційний кількості електричних імпульсів n , які надходять до нього від МК за програмою.

На валу КД жорстко закріплена шестерня, яка передає обертання

зубчастому колесу (див. рис. 6.37), що за допомогою різьового з'єднання розміщується на хвостовій частині гідростатичної втулки. При обертанні зазначеного зубчастого колеса гідростатична втулка набуває осевого переміщення, тим самим змінюючи зазор δ_0 в опорних регульованих вузлах шпинделя. Таким чином, мікропроцесорний пристрій з кроковим двигуном безпосередньо за показниками безконтактних вимірювачів (ДБ₁, ДБ₂) здійснює регулювання величини радіального зазору δ_0 .

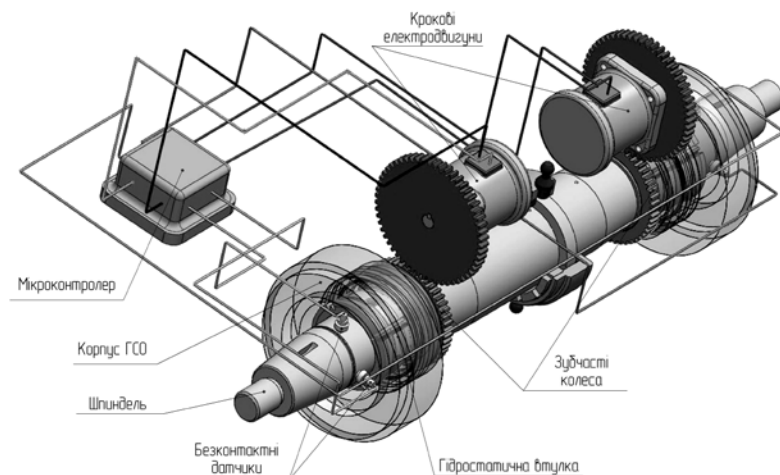
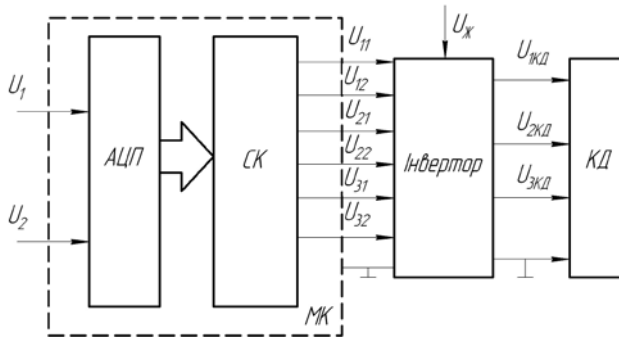


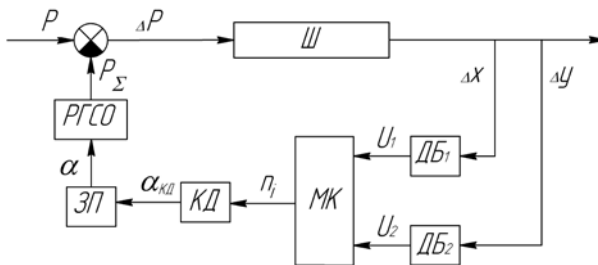
Рисунок 6.37 – Принципова схема цифрової САК положенням шпинделя з регулюванням геометричних параметрів ГСО

Можлива також реалізація принципової схеми керування на основі лінійного крокового двигуна на повітряній подушці, що забезпечує високу точність позиціонування при відсутності механічних контактів в системі. Слід також зазначити, що вказані переваги лінійного принципу роботи крокового двигуна фактично нівелюються необхідністю застосування додаткового аеростатичного підвісу з джерелом стисненого повітря.

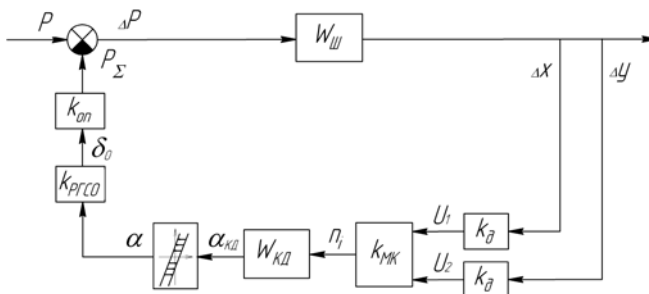
Надалі обмежимося аналізом САК з кроковим двигуном обертового типу, структурна схема якої наведена на рис. 6.38, в.



а)



б)



в)

Рисунок 6.38 – Функціональна схема керування КД а), функціональна б) та структурна в) схеми цифрової САК положенням шпинделя: АЦП – аналогово-цифровий перетворювач; СК – система керування; $U_{11} \dots U_{32}$ – сигнали керування силовими ключами; $U_{Ж}$ – напруга живлення; $U_{1КД} \dots U_{3КД}$ – напруги збудження фаз
Мікропроцесорний пристрій системи реалізує дискретний релейний

закон регулювання за певним алгоритмом. Проте, як зазначалося, впливом квантування за рівнем, що відбувається у височастотному режимі на динаміку інерційної механічної системи можна знехтувати. Отже, в системі присутня тільки одна суттєва нелінійність, обумовлена люфтом в зубчастій передачі.

Розглянемо математичний опис елементів САК.

Передавальна функція крокового двигуна має вигляд [52]:

$$W_{\text{кд}} = \frac{\omega_{\text{пр}}^2}{s^2 + \frac{\zeta_{\text{T}}}{J}s + \omega_{\text{пр}}^2}, \quad (6.32)$$

де $\omega_{\text{пр}}$ – коефіцієнт підсилення крокового двигуна,

$$\omega_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{2p^2 \Phi M n_{\text{в}} I_{\text{об}}}{J}} \quad [52]; \quad J - \text{момент інерції ротора крокового}$$

двигуна; ζ_{T} – коефіцієнт тертя; p – кількість пар полюсів; Φ – магнітний потік; M – взаємодукація; $n_{\text{в}}$ – число витків; $I_{\text{об}}$ – постійна складова струму в обмотках двигуна.

Математичний опис статичної характеристики люфту в циліндричній зубчастій передачі може бути поданий у вигляді:

$$\alpha = \begin{cases} k(\alpha_{\text{кд}} - c) \text{ при } \frac{d\alpha_{\text{кд}}}{dt} > 0, \\ k(\alpha_{\text{кд}} + c) \text{ при } \frac{d\alpha_{\text{кд}}}{dt} < 0, \\ \text{const} \quad \text{при } |k \cdot \alpha_{\text{кд}} - \alpha| < c, \end{cases} \quad (6.33)$$

де $k = \text{tgy} = \frac{1}{i_{\text{п}}}$; $i_{\text{п}}$ – передавальне відношення зубчастої передачі.

Таким чином, математична модель цифрової САК може бути представлена рівняннями (6.18, 6.26, 6.28, 6.32 – 6.33).

З метою оцінювання точності обертання шліфувального шпинделя модернізованої конструкції верстата ЗТ161 досліджували параметри траєкторії руху його центру мас (приведеного до центру передньої ГСО) в площині ортогональній до геометричної осі обертання.

На основі імітаційного моделювання засобами системи Simulink

встановлено, що рух шліфувального шпинделя відбувається за траєкторією еліпса, центр якого зміщується під дією навантаження з боку процесу різання відносно геометричної осі гідростатичної втулки. Як видно з графіка на рис. 6.39, а наведеного в безрозмірних величинах, зі збільшенням як величини навантаження \bar{F} , так і діаметрального статичного зазору $\bar{\Delta}_0$ зростає значення тренду шпинделя (положення центра еліпса визначається радіус вектором $\bar{\rho}$) відносно осі підшипника.

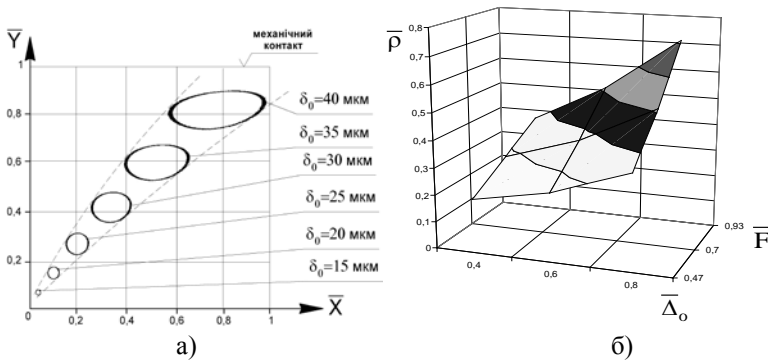


Рисунок 6.39 – Результати моделювання траєкторій руху шпинделя:
 \bar{X} , \bar{Y} – безрозмірні осі координат

В свою чергу, зменшення регульованих значень зазору δ_0 (рис. 6.39, б) приводить, як до відповідного зменшення величин напівосей еліптичної траєкторії осі шпинделя, так і тренду зазначених траєкторій до центру ГСП, що на графіку (див. рис. 6.39, б) визначається початком системи координат втулки. Зазначені явища чинять позитивний вплив на формування вихідної точності верстата.

Всі розглянуті САК положенням шпинделя з регулюванням геометричних параметрів ГСО мають суттєву нелінійність у вигляді люфту, який є наслідком наявності регламентованого бічного зазору в зубчастій передачі, і значно погіршує динамічні характеристики та точність регулювання.

З метою поліпшення вихідних характеристик САК пропонується два способи компенсації люфту в зубчастій передачі, а саме: апаратний та конструктивний.

Сутність апаратного способу полягає в компенсації люфту

попереднім коригуванням керуючої програми мікроконтролера на основі апріорної інформації про фактичне значення бічного зазору в передачі. Попереднє максимальне значення бічного зазору розраховується за формулою (6.23) з наступним коригуванням за результатами фактичних вимірів.

Розроблений алгоритм керування виконавчими механізмами приводу – регульованими ГСО з компенсацією люфту в зубчастих передачах (рис. 6.40).

Початковими даними приведеного алгоритму є поточне значення зазору δ_i та величина результуючого кута повороту α_i . Зазначені параметри δ_i , α_i накопичуються протягом усього періоду роботи САК, а при зупинці системи сумарне значення кута α_i використовується для повернення крокового двигуна в початкове положення.

Керування відбувається наступним чином. Аналогові сигнали (напруги) U_1 , U_2 з безконтактних вимірювачів ДБ1 і ДБ2, пропорційні зміщенням шпинделя Δx_i , Δy_i по координатних осях ОХ і ОУ відповідно, надходять на вхід мікроконтролера, оцифровуються і порівнюються з величиною ρ_{\max} – максимальним значенням радіус-вектора (в полярній системі координат), що визначає положення осі шпинделя при якому вихідна точність задовільна.

Якщо $\rho_i \leq \rho_{\max}$, то в коригуванні немає необхідності, сигнали на кроковий двигун не надходять. Поточне значення радіус-вектора ρ_i , що визначає положення осі шпинделя, визначається за залежністю (6.20).

При виконанні умови $\rho_i \geq \rho_{\max}$ результуюче значення δ_i порівнюється з мінімально припустимою величиною статичного зазору δ_{\min} . Якщо $\delta_i \leq \delta_{\min}$, сигнал на двигун не надходить. В іншому випадку здійснюється дискретне коригування зазору в підшипнику на значення $\Delta\delta$, наприклад 5 мкм. На двигун надходить кількість імпульсів n_i , (див. рис. 6.40) необхідна для повороту крокового двигуна на кут $\alpha_{\text{КД}}$, який, у свою чергу, пропорційний зміні зазору $\Delta\delta$:

$$n_i = \alpha_{\text{КД}} \cdot N_1, \quad \alpha_{\text{КД}} = \frac{180 \cdot D_p \cdot i_n \cdot \Delta\delta}{L_p \cdot R_p \cdot n_p \cdot \text{tg}\beta}; \quad (6.34)$$

де N_1 – кількість імпульсів, необхідних для повороту валу КД на кут 1° .

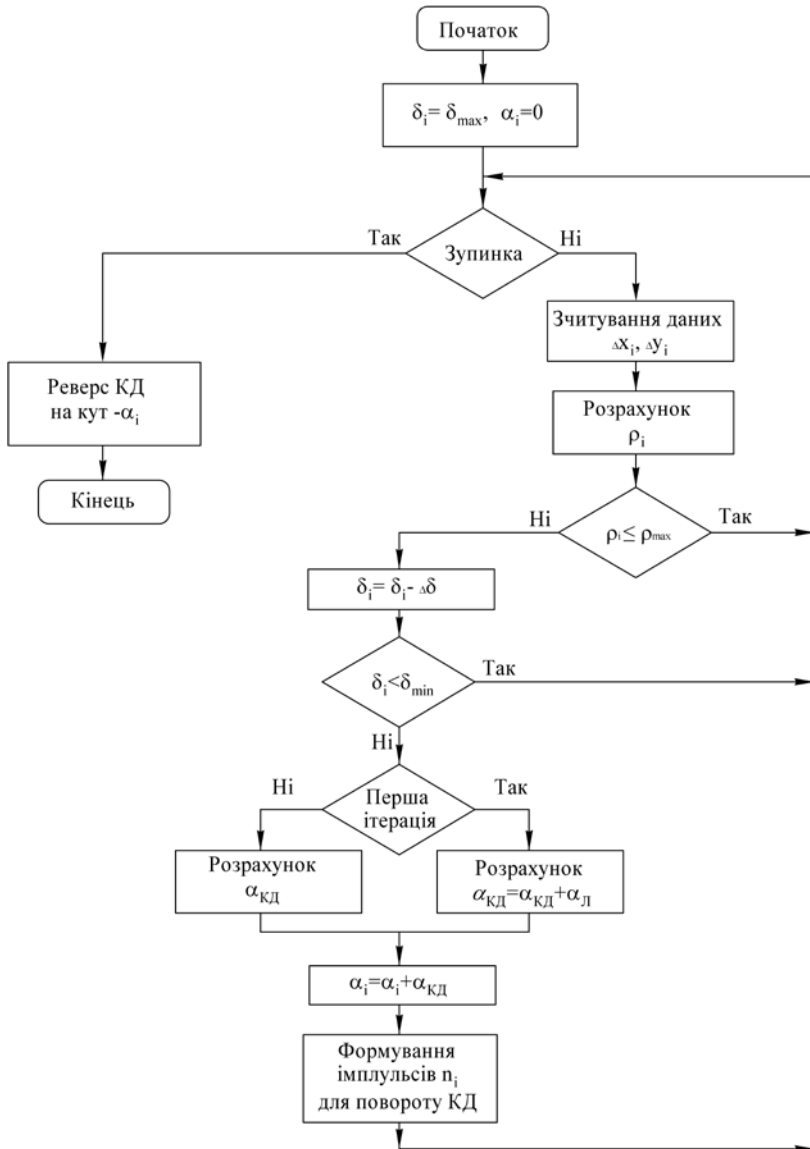


Рисунок 6.40 – Алгоритм керування регульованими ГСО шпинделя

Значення в знаку дробу формули (6.34) є геометричними й

кінематичними параметрами механічної передачі. Для першої ітерації коригування слід урахувати компенсацію люфту:

$$\alpha'_{\text{КД}} = \alpha_{\text{КД}} + \alpha_{\text{Л}},$$

де $\alpha_{\text{Л}}$ – додатковий кут повороту двигуна для компенсації бічного зазору $\Delta_{\text{зп}}$ в зубчастій передачі.

Далі цикл коригування по δ_i повторюється. При всіх наступних ітераціях величина $\alpha_{\text{КД}}$ постійна і обчислюється за залежністю (6.34). По закінченню процесу механічної обробки, а також за технологічною необхідністю в алгоритмі керування передбачене повернення системи у вихідне положення, що відповідає реверсу зазору від значення δ_i до δ_{max} . У цьому випадку здійснюється безперервне реверсивне обертання валу крокового двигуна (на відміну від дискретного аверсного) на кут α_i при $\Delta\delta = \delta_{\text{max}} - \delta_i$ з урахуванням компенсації люфта в зубчастій передачі.

Сутність конструктивного способу компенсації люфта полягає у використанні беззазорних зубчастих передач.

Для визначення характеристик якості мехатронної САК положенням шпинделя з регулюванням геометричних параметрів ГСО розроблено імітаційну модель системи засобами Simulink (рис. 6.41).

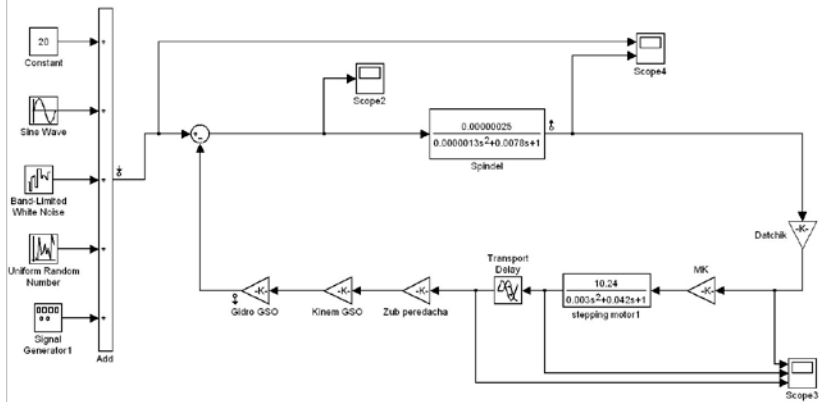


Рисунок 6.41 – S-модель цифрової САК положенням шпинделя з регулюванням геометричними параметрами ГСО

Враховуючи можливість застосування принципу суперпозиції для

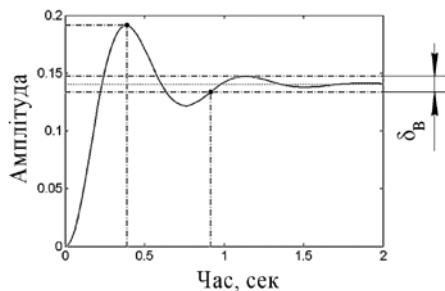
лінійної частини системи, в імітаційній моделі розглянуто контур зворотного зв'язку за координатою x .

Як видно з рис. 6.38, в, в системі присутня одна суттєва нелінійність, обумовлена люфтом з зубчастій передачі. Використання для моделювання люфта блоку „Backlash”, що відповідає петлеподібній характеристиці елемента при лінеаризації системи засобами LTI Viewer, призводить до значних похибок лінеаризації. В робочому циклі регулювання зазору здійснюється в бік його зменшення. Тому для опису зазору в зубчастому зачепленні запропоновано використання блоку „Transport Delay”, що забезпечує затримку сигналу в часі при вибиранні зазору в зубчастому зачепленні в одному напрямку. Значення параметру „time delay” (кількість кроків модельного часу) блоку „Transport Delay” розраховано на вибирання зазору $c=8,9$ кут. хв. і становить $4 \cdot 10^{-4}$ с.

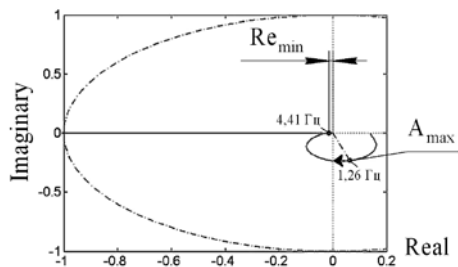
В результаті дослідження системи засобами LTI Viewer отримані: перехідна характеристика (рис. 6.42, а), годограф АФЧХ системи в розімкненому стані (рис. 6.42, б), АЧХ і ФЧХ системи (рис. 6.42, в).

Як видно з графіка на рис. 6.42, а, перехідна характеристика САК з регулюванням геометричними параметрами ГСО має форму подібну до перехідної характеристики САК з регулюванням витрат рідини. Це пояснюється наявністю в обох системах двох коливальних ланок другого порядку. САК з регулюванням геометричними параметрами ГСО має меншу швидкодію 1,09 Гц та більшу тривалість перехідного процесу в порівнянні з САК регулювання витрат рідини. Проте характеристики перерегулювання (36%) та затухання за період (91,3%) дещо кращі.

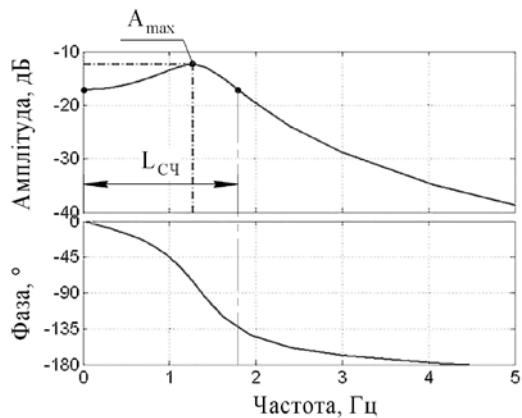
Величина $L_{сч}$ становить близько 1,8 Гц (див. рис. 6.42, в), а запас сталості за амплітудою становить 36,4 дБ (див. рис. 6.42, б), що майже втричі більше ніж у САК з регулюванням витрат рідини.



а)



б)



в)

Рисунок 6.42 – Динамічні характеристики САК положенням шпинделя з регулюванням геометричними параметрами ГСО

РОЗДІЛ 7

Проектування гідростатичних підшипників регульованого типу

7.1 Розробка конструкцій регульованих гідравлічних підшипників шпинделя

ГСП, які застосовуються в шпindelних вузлах металорізальних верстатів, можна класифікувати за п'ятьма основними признаками:

- за принципом формування мастильного шару: гідростатичні, гідростатично-гідродинамічні;
- за напрямком навантажень, для сприйняття якого призначені ГСП: радіальні (опорні), осьові (упорні), радіально-осьові (опорно-упорні);
- за робочими швидкостями шпинделя: малошвидкісні (при $V_{ш} \leq 15$ м/с, де $V_{ш}$ – лінійна швидкість опорної шийки шпинделя), середньшвидкісні (при $15 < V_{ш} \leq 30$ м/с), високошвидкісні ($V_{ш} > 30$ м/с);
- за геометрією спряжених опорних поверхонь: плоскі, циліндричні, конічні, криволінійні, комбіновані;
- за конструктивним виконанням: за охопленням опорної поверхні (замкнені або розімкнені), за відводом робочої рідини (з осьовим відводом або відводом в осьовому і окружному напрямках), за розташуванням карманів на опорних поверхнях (на гідростатичній втулці або шпинделі), за кількістю та формою карманів;
- за принципом регулювання: регулювання конструктивними параметрами, регулювання витратними характеристиками.

Гідростатично-гідродинамічні підшипники переважно застосовуються у високошвидкісних шпindelних вузлах. Такий принцип формування мастильного шару надає можливість більш повного використання гідродинамічних ефектів при високих швидкостях обертання шпинделя.

Плоскі спряжені поверхні використовуються в осьових ГСП, циліндричні – в радіальних ГСП, конічні, криволінійні, комбіновані поверхні застосовуються, як правило, в радіально-осьових опорах.

Залежно від робочих швидкостей та характеру навантажень використовують ГСП із частковим або повним охопленням опорної частини. Малошвидкісні ГСП, особливо додаткові опори шпинделя, можуть бути виконані із частковим охопленням опорної частини. Для підсилення гідростатичного ефекту ГСП виконують з повним охопленням опорних поверхонь та намагаються збільшити площу карманів опори. Середньошвидкісні та високошвидкісні ГСП можуть мати повне або часткове охоплення опорної частини шпинделя. Повне охоплення характерне для радіальних, радіально-осьових підшипників втулкового типу, часткове – для ГСП із сегментними подушками [27].

Залежно від напрямку відведення мастила ГСП виконують з дренажними канавками вздовж осі підшипника (відведення рідини в двох напрямках) або без них (відведення в одному напрямку). ГСП з дренажними канавками мають збільшену витрату рідини, проте забезпечують більшу точність обертання шпинделя і краще тепловідведення [31].

В шпindelних вузлах верстатів переважного використання набули ГСП з розташуванням карманів в нерухомій гідростатичній втулці, як більш прості та надійні.

З метою забезпечення високих експлуатаційних характеристик радіальні, радіально-осьові шпindelні ГСП мають кількість карманів від 3 до 6. Осьові ГСП виконуються, як правило, з одним або двома карманами кільцевої форми. Для мало - та середньошвидкісних ГСП найчастіше застосовуються кармани двотаврової та прямокутної форми. У високошвидкісних шпindelних вузлах, враховуючи зростання впливу гідродинамічного ефекту зі збільшенням частот обертання шпинделя, доцільним є використання карманів точкової, сферичної форми з одночасним зменшенням їх площі.

Поряд з відміченими перевагами ГСП існують і ряд особливостей, що стримують на сьогоднішній час впровадження гідростатичного мащення в металорізальних верстатах. Це, насамперед, необхідність в ґрунтовному розрахунку і аналізі робочих процесів в опорах, оскільки ГСП працездатні у вузькому діапазоні зміни їх геометричних та експлуатаційних параметрів. ГСП трудомісткі у виготовленні, потребують висококваліфікованого обслуговування та наладки, що спричиняє зростання витрат при виробництві та експлуатації опор.

Для високошвидкісної обробки перспективним є застосування малов'язких робочих рідин, наприклад води, проте відсутність засобів протикорозійного захисту елементів систем живлення стримує промислове використання високошвидкісних шпindelних вузлів з ГСО. Окрім того, високошвидкісні шпindelні вузли потребують точного визначення їх динамічних характеристик, розробки технічних засобів покращення динамічних властивостей ГСО.

На сьогодні відсутність інженерних методик аналізу робочих процесів, розрахунку і проектування ГСП, які б забезпечували високі експлуатаційні показники спроектованих опор при мінімальних термінах технічної підготовки виробництва, значно зменшує зацікавленість верстатобудівних підприємств в розробці шпindelних вузлів на ГСО.

Проблема зменшення матеріальних витрат, пов'язаних з розробкою, виготовленням та експлуатацією шпindelних вузлів із ГСО, може бути ефективно розв'язана підвищенням технологічності, уніфікацією конструкції опор, широким впровадженням нових інформаційних CALS технологій на всіх етапах життєвого циклу шпindelних ГСО.

Сучасні тенденції розвитку машинобудування обумовлюють безупинне підвищення точності деталей машин, що потребує постійного підвищення точності механічної обробки на верстатах. Це, в свою чергу, вимагає створення прецизійного і надпрецизійного металообробного устаткування, яке неможливе без підвищення точності опорних вузлів шпинделя. Для забезпечення високих вимог до точності шпindelного вузла необхідна розробка нових конструкцій опор шпинделя, які б забезпечували підвищення точності обробки на верстатах.

З метою пошуку нових технічних рішень гідростатичних підшипників застосований метод морфологічного аналізу, що дозволяє системно досліджувати усі можливі варіанти конструкції.

В основу методу покладено створення пошукового поля можливих варіантів конструкції у вигляді морфологічної таблиці, яка вміщує можливі варіанти комбінацій конструктивних ознак. Методика виконання морфологічного аналізу детально висвітлена в численних наукових та навчальних виданнях [37, 66, 104, 165] і у даній монографії не розглядається. Виявлені істотні ознаки опор та розроблена

морфологічна таблиця (табл. 7.1), яка є основою для синтезу нових технічних рішень.

Кожна з „n” ознак володіє певним числом K_i різних варіантів (альтернатив), тоді загальна кількість варіантів можливих конструкцій опор складає:

$$N = \prod_{i=1}^n K_i = 4 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2 = 1343692800.$$

Вибір раціональних варіантів конструкції здійснюється відповідно до поставленої задачі та вимог до опори. В результаті було синтезовано ряд раціональних конструкцій регульованих гідростатичних, гідростатодинамічних радіальних опор шпинделя, опис конструкції та принцип роботи яких подано далі.

В основу розробки конструкції регульованого радіального ГСП [92] покладена задача підвищення несучої здатності, радіальної жорсткості та точності регулювання величини радіального зазору (комбінація ознак 1.1 – 2.1 – 3.1 – 4.1 – 5.1 – 6.2 – 7.1 – 8.1 – 9.2 – 10.3 – 11.1 – 12.2 – 13.2 – 14.1 – 15.1 – 16.2 – 17.1 – 18.1 відповідно до таблиці 7.1).

З метою підвищення жорсткості підшипника пружна гідростатична втулка містить п'ять карманів, які підключені через постійні дроселі до джерела стисненої рідини. Для компенсації впливу нерівномірності регулювання зазору на точність обробки зазначена втулка виконана з двома короткими конічними поясками з кутом нахилу 15° до осі шпинделя. Для розвантаження опорної частини підшипника від осьових зусиль в різевому з'єднанні на хвостовій частині втулки виконані в тангенціальному напрямку десять наскрізних отворів.

Базовою деталлю регульованого ГСП є корпус 2 (рис. 7.1). В отвір корпусу встановлено з натягом втулку 3, що має внутрішній конічний поверхні два конічних пояска, по яким ковзатиме гідростатична втулка 4. Гідростатична втулка 4 виконана з системою поздовжніх пазів криволінійного профілю (вид А), між якими утворені п'ять карманів **b**. Також вона має напрямний поясок та шпонку (на рис. 7.1 не показані), що остаточно орієнтують її в корпусі. З робочої сторони в початковий момент гідростатична втулка підтискається фланцем 5. На хвостовій частині гідростатичної втулки виконано різь з дрібним кроком, яка призначена для нагвинчування на неї гайки 1, що упирається в торець корпусу 1 і виконує роль натяжного елемента.

Таблиця 7.1 – Морфологічна таблиця конструктивних ознак гідравлічних опор регульованого типу

№ п/п	Ознака	Варіанти ознаки					
1	Форма опорної поверхні втулки	1. Циліндрична	2. Конічна	3. Сферична	4. Хвилеподібна		
2	Форма опорної поверхні вала	1. Циліндрична	2. Конічна	3. Сферична	4. Хвилеподібна	5. Циліндрично-переривчаста або зубоподібна	
3	Матеріал втулки	1. Сталь	2. Бронза	3. Неметал			
4	Конструкція втулки	1. Суцільна	2. Збірна				
5	Переміщення рухомих елементів опори	1. Радіальне	2. Осьове	3. Радіально-осьове			
6	Розташування карманів	1. На валу	2. У втулці	3. На валу і у втулці			
7	Спосіб утворення кармана	1. Механічна обробка	2. Напрусування втулки	3. Складання			
8	Форма карманів	1. Прямокутна	2. Квадратна	3. Трапецієподібна	4. Шевронна	5. Сферична	6. Еліпсоподібна
9	Глибина карманів	1. Змінна	2. Постійна				
10	Кількість карманів	1. Три	2. Чотири	3. П'ять	4. Шість		
11	Розташування карманів	1. Однорядне незміщене	2. Однорядне зміщене	3. Багаторядне незміщене	4. Багаторядне зміщене		
12	Спосіб регулювання зазору	1. Переміщення елементів опори	2. Деформування елементів опори	3. Переміщення з деформуванням елементів опори			
13	Охолодження опори	1. Примусове	2. Природне				
14	Напрямок підведення мастила в карман опори	1. Перпендикулярно осі вала	2. Паралельно осі вала	3. Під кутом до осі вала			
15	Кількість каналів підведення мастила в карман опори	1. Один	2. Два	3. Три	4. Чотири	5. П'ять і більше	
16	Система подачі мастила в кармани опори	1. Насос-карман	2. Дросельна система	3. Система живлення з регуляторами витрат	4. Адаптивна система живлення		
17	Спосіб підведення мастила в опору	1. Через втулку	2. Через вал	3. Комбінований (через втулку і вал)			
18	Відведення мастила	1. З дренажними канавками	2. Без дренажних канавок				

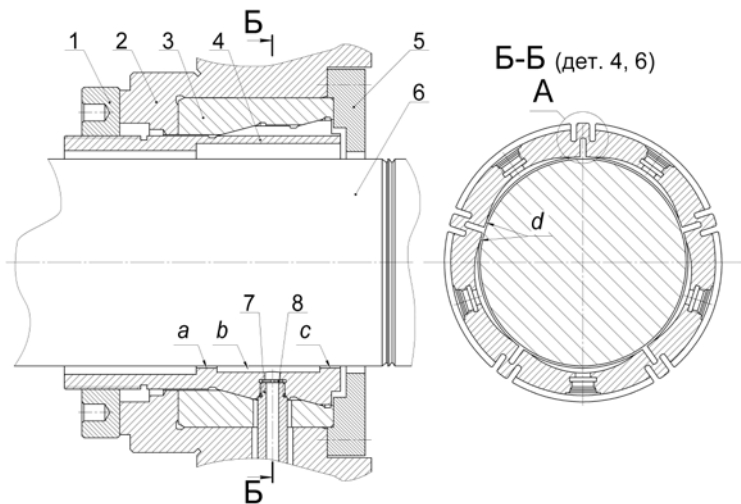


Рисунок 7.1 – Конструкція регульованого ГСП (базовий варіант):

- 1 – гайка, 2 – корпус, 3 – втулка, 4 – гідростатична втулка,
5 – фланець, 6 – шпindelь, 7 – дрoсельна шайба, 8 – штуцер

В отвори гідростатичної втулки загвинчено штуцери 8, що мають можливість вільно переміщуватись разом з втулкою 4 в межах регулювання зазору. Робоча рідина під тиском від насоса подається через штуцер 8 і дрoсельну шайбу 7 до карманів **b** гідростатичної втулки 4, де створюється несучий шар, який підтримує шпindelь 6 в певному положенні. Вихід рідини в картер шпindelної бабки з карману відбувається через перемички **a**, **c** і **d**, що відіграють роль дрoселеючого елемента і при зміні діаметрального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника і витрати рідини. Регулювання величини зазору δ_0 виконують обертанням гайки 1 на кут α , яка упираючись в торець корпусу 2 надає зворотнопоступального руху гідростатичній втулці 4, яка зовнішньою конічною поверхнею пружних елементів, рухаючись по внутрішній конічній поверхні втулки 3, зменшує (збільшує) робочий отвір між шпindelем 6 і втулкою 4, тобто здійснюється регулювання діаметрального зазору.

В процесі регулювання радіального зазору в результаті осьового зміщення опори у спряженні „конічна втулка – гідростатична втулка” виникає нормальне навантаження (див. рис. 5.5), завдяки чому пружні

елементи опори з несучими карманами переміщуються в радіальному напрямку. При реверсивному переміщенні опори (обертанні гайки в зворотному напрямку) відтискання пружних елементів відбувається за рахунок пружних властивостей гідростатичної втулки.

Як відомо, при дії циклічних навантажень міцність деталей машин зменшується. Ступінь зниження міцності залежить від геометрії конструкції, величини навантаження, властивостей матеріалу, якості поверхневих шарів деталі, умов експлуатації та ін. Враховуючи режими роботи регульованого ГСП, насамперед, циклічність навантажень на гідростатичну втулку в процесі регулювання зазору та наявність конструктивно обумовлених концентраторів напружень, доцільним бачиться здійснити аналіз втомної міцності досліджуваної конструкції опори.

З урахуванням попередньо визначених напружень при розрахункових навантаженнях ($\sigma_{\max} \approx 0,5\sigma_T$, де σ_T – границя текучості при згині) та їх режимів здійснимо аналіз втомної міцності в багатоцикловій області при симетричному циклі навантаження засобами САЕ системи CosmosWorks [5]. Зробимо припущення про лінійність ушкоджень конструкції, тобто повне руйнування, викликане безліччю циклів напруги, дорівнює сумі пошкоджень, викликаних окремими циклами напружень. Також будемо вважати, що властивості матеріалу конструкції сталі при будь-яких розрахункових навантаженнях в межах його зони пружності. Характеристики якості поверхонь не враховуємо.

Відомо, що суттєвий вплив на межу втоми чинить концентрація напружень в матеріалі деталі. В досліджуваній конструкції підшипника найбільшими концентраторами напружень є поздовжні пази гідростатичної втулки. Для конструкції втулки, наведеної на рис. 7.1, найбільші напруження ($3,44 \cdot 10^8$ Па) при максимальному навантаженні виникають в точці на зовнішній поверхні поздовжнього пазу. Зазначена точка обумовлює втомне руйнування конструкції при симетричному циклі з постійним розмахом амплітуди навантаження. Так, теоретично визначене число циклів до втомного руйнування становить $N_{\min} = 8282$; середнє значення по довжині канавки пазу – $3,48 \cdot 10^{10}$.

Втомну міцність при повторно-змінних навантаженнях можна характеризувати коефіцієнтом запасу міцності n конструкції. В

результаті моделювання встановлено, що середнє арифметичне значення коефіцієнту n в концентраторі напружень (по довжині канавки) становить 1,02. Зазначені параметри не відповідають службовому призначенню регульованого ГСП.

З метою підвищення втомної міцності запропоновано удосконалити конструкцію гідростатичної втулки, а саме: виконати прямолінійні кромки поздовжніх пазів за кривою еліпса (рис. 7.2) та збільшити мінімальну товщину стінки профілю в 2 рази. А з метою зменшення напружень в концентраторі розвантажити паз шляхом виконання „лиски” на його зовнішній поверхні.

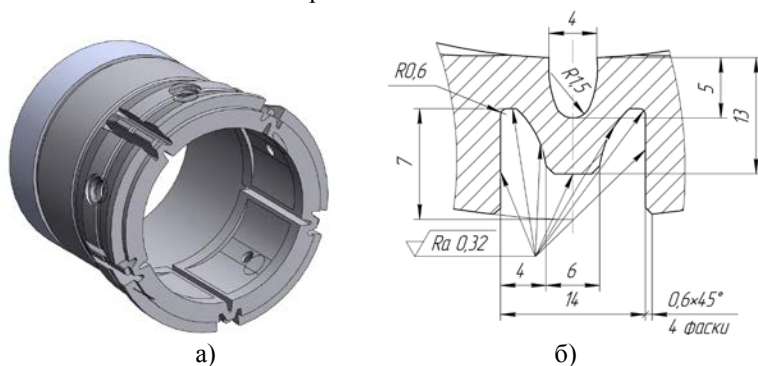


Рисунок 7.2 – Загальний вигляд а) та профіль поздовжніх пазів б) пружної гідростатичної втулки удосконаленої конструкції

Завдяки новому профілю поздовжніх пазів вдалося значно зменшити максимальні напруження в концентраторі до значень $2,8 \cdot 10^8$ Па та підвищити коефіцієнт запасу міцності (середнє значення становить 2,56) в найбільш небезпечному місці з точки зору втомного руйнування конструкції (внутрішня поверхня поздовжнього пазу). Мінімальне число циклів навантаження до руйнування становить 143400, а середнє значення по кромці – $9,42 \cdot 10^{10}$. Таким чином, довговічність удосконаленої конструкції вдалося підвищити майже в 3 рази (оцінювання здійснено за усередненими показниками в концентраторі напружень) в порівнянні з базовим варіантом.

Прогин робочої частини гідростатичної втулки в процесі регулювання зазору (див. рис. 5.6) приводить до формування конусності та бочкоподібності опорної поверхні втулки, що призводить

до виникнення нерівномірності регульованого зазору в аксіальному напрямку підшипника. Зазначене явище, внаслідок відповідної асиметрії епюри тиску по довжині опорної шийки шпинделя, викликає формування моментної складової реакції (див. рис. 1.9, б) в мастильному прошарку ГСО. Як зазначається в роботі [115], конусоподібна нерівномірність зазору по довжині опорної частини втулки чинить суттєвий вплив на витратні характеристики та жорсткість підшипника. Встановлено, що перекіс несучої поверхні гідростатичної втулки впливає на вихідні характеристики ГСО тим більше, чим менше значення регульованого зазору.

З метою мінімізації перекоосу в ГСП на основі моделювання напружено-деформованого стану в системі CosmosWorks запропонована раціональна форма гідростатичної втулки (рис. 7.3, а). Удосконалення полягає в компенсації перекоосу шляхом збільшення довжини поздовжніх пазів, що підвищує деформативність частини опорної поверхні, розташованої ближче до різевої частини підшипника. Окрім того, для розвантаження консольної частини втулки від надлишкових радіальних навантажень, що приводять до її інтенсивнішого згину в порівнянні з іншими ділянками, запропоновано конструктивне виконання конічних поясків з різною площею опорних поверхонь. Визначені раціональні розміри та розташування конічних поясків по відношенню до різевої частини втулки з урахуванням технологічної спадковості опорної поверхні гідростатичної втулки.

Як видно з графіків на рис. 7.3, б, в процесі регулювання зазору на експлуатаційних навантаженнях ($p_k = \text{var}$, $N = \text{var}$) деформації гідростатичної втулки призводять до формування бочкоподібності її опорної поверхні. Перекошення опорної поверхні втулки не спостерігається.

Завдяки раціональним величинам довжин та розташування конічних поясків відносно різевої частини втулки екстремального значення деформаційна форма тангенційної перемички набуває по середині карману підшипника ($\bar{I} \approx 0,5$). За такої деформації утворюються практично симетричні конфузорні щілини по відношенню до центра карману (рис. 7.4), що, в свою чергу, обумовлює формування реакції R_m мастильного прошарку симетрично відносно центра підшипника (точки О на рис. 7.4).

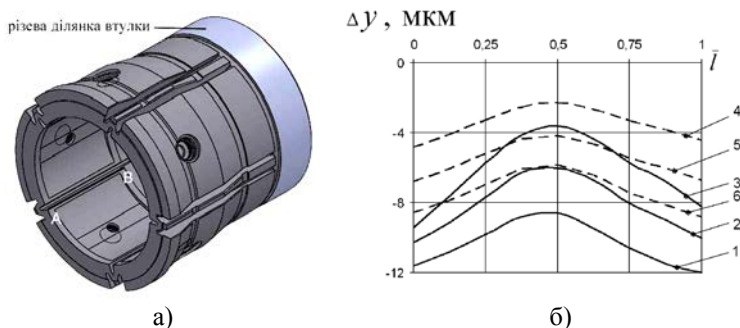


Рисунок 7.3 – 3D модель гідростатичної втулки а) та переміщення кромки А-В аксіальної перемички в напрямку регулювання зазору б):

- 1 – $p_k=1,5$ МПа, $N=14$ МПа; 2 – $p_k=2,5$ МПа, $N=14$ МПа;
 3 – $p_k=3,5$ МПа, $N=14$ МПа; 4 – $p_k=1,5$ МПа, $N=7$ МПа;
 5 – $p_k=1,5$ МПа, $N=9$ МПа; 6 – $p_k=1,5$ МПа, $N=11$ МПа

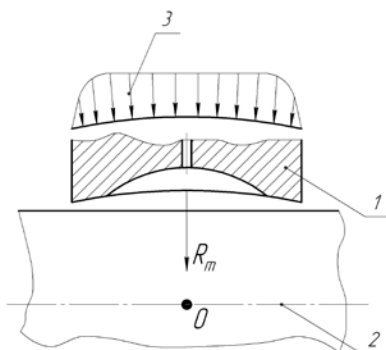


Рисунок 7.4 – До формування реакції мастильного прошарку в ГСП з раціональною конструкцією гідростатичної втулки: 1 – гідростатична втулка; 2 – шпindel; 3 – еюра тиску на опорній поверхні підшипника

Таким чином, завдяки запропонованим конструктивним заходам, процес регулювання зазору в ГСП відбувається без появи додаткової моментної реакції, що позитивно позначається на точності обертання шпинделя.

Середнє значення викривлення перемички в її центральній частині ($\bar{l}=0,5$) по відношенню до торців ($\bar{l}=0$; $\bar{l}=1$) має значення близько 2 – 4 мкм.

В основу розробки конструкції радіального регульованого сегментного ГСП [94] (рис. 7.5) покладена задача підвищення рівномірності регулювання радіального зазору, забезпечення ремонтоздатності та технологічності конструкції опори (комбінація ознак: 1.1 – 2.1 – 3.1 – 4.2 – 5.1 – 6.2 – 7.1 – 8.1 – 9. 2 – 10.2 – 11.1 – 12.3 – 13.2 – 14.1 – 15.1 – 16.2 – 17.1 – 18.1 відповідно до таблиці 7.1).

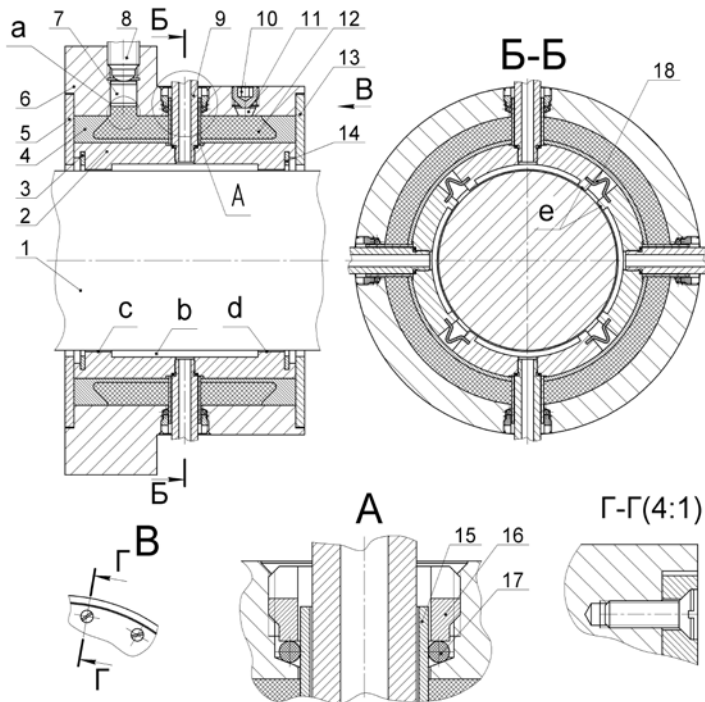


Рисунок 7.5 – До опису конструкції регульованого сегментного гідростатичного підшипника [94]: 1 – шпindelь, 2 – сегмент, 3, 14 – розрізні кільця, 4 – пружна втулка, 5, 13 – кришки, 6 – корпус, 7 – плунжер, 8 – гвинт, 9 – штуцер, 10 – гвинт, 11 – заглушка, 12 – гідропластмаса, 15 – трубка, 16 – гайка спеціальна, 17 – кільце, 18 – пружина спеціальна

Базовою деталлю сегментного ГСП є корпус 6, в отвір якого з натягом встановлено виготовлену з пружного матеріалу втулку 4, яка має тонку внутрішню стінку з чотирма отворами під кутом 90^0 . Робоча

рідина до карманів **b** сегментів 2 подається під тиском через штуцери 9, які загвинчені у різеві отвори сегментів 2 та встановлені із зазором в отворах трубок 15. Трубки 15 нерухомо зафіксовані на тонкій стінці втулки 4 і мають можливість переміщення разом із штуцерами 9 в радіальному напрямку при деформуванні тонкої стінки втулки 4.

Відведення рідини в картер шпindelної бабки з карманів відбувається через перемички **c**, **d** та **e**, що відіграють роль дроселюючих елементів і при зміні радіального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника і витрати рідини.

В пазах на торцях сегментів, паралельних осі підшипника, встановлено пружини 18 спеціальної форми, які з'єднують сегменти і визначають їх взаємне положення в радіальному напрямку. Точність розташування сегментів в осьовому напрямку забезпечується пружними розрізними кільцями 3 та 14, які встановлюються в канавки, виконані на інших двох торцях сегментів. Дві кришки 5 і 13 фіксують тонкостінну втулку 4 і сегменти 2 в поздовжньому напрямку. При цьому між торцями сегментів 2 і внутрішніми поверхнями кришок передбачено зазори для можливості переміщення сегментів в радіальному напрямку.

Порожнина, утворена між отвором корпусу 2 і виточкою тонкостінної втулки 4, заповнюється гідропластмасою 12 через отвір **a**. Регулювання радіального зазору в підшипнику забезпечується обертанням гвинта 8, який сферичним торцем тисне на плунжер 7, створюючи гідростатичний тиск в порожнині, заповненій гідропластмасою. Під дією гідростатичного тиску гідропластмаси відбувається рівномірне по всьому периметру деформування тонкої стінки втулки 4, внаслідок чого сегменти 2 переміщуються в радіальному напрямку, зменшуючи радіальний зазор між опорними поверхнями шпindelя 1 та сегментів. Величина зміщення сегментів регулюється величиною гідростатичного тиску, який створюється в порожнині з гідропластмасою.

Виконання охоплюючої поверхні ГСП збірною з 4-х окремих сегментів 2, з'єднаних пружинами спеціальної форми 18, дозволяє підвищити технологічність, ремонтоздатність опори та розширити номенклатуру конструкційних матеріалів для виготовлення деталей опори.

Зовнішній тиск на гідропластмасу зумовлює рівномірне деформування тонкостінної втулки 4, яке викликає відповідне

радіальне зміщення 4-х сегментів, з'єднаних пружинами 18 спеціальної форми. Мінімальна анізотропія фізико-механічних властивостей, точність форми і розмірів пружин спеціальної форми забезпечується застосуванням каліброваного листового прокату в якості вихідної заготовки та формоутворенням обробкою тиском. В комплексі названі конструктивні та технологічні заходи забезпечать рівномірність радіального переміщення сегментів, що дозволить підвищити точність регулювання величини радіального зазору.

При детальній конструктивній розробці сегментного гідростатичного підшипника розраховують: конструктивні параметри пружної тонкостінної втулки (рис. 7.6) та параметри силового приводу.

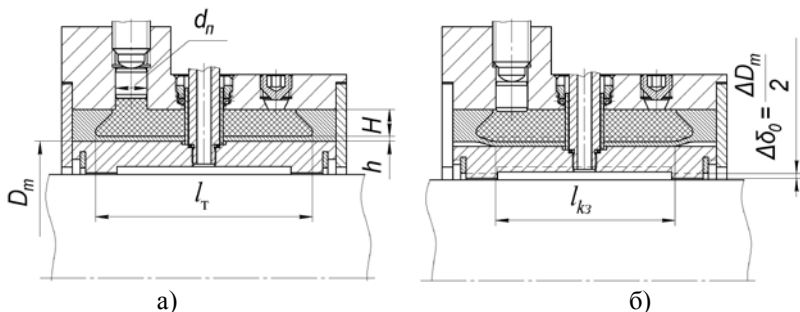


Рисунок 7.6 – До розрахунку конструктивних параметрів сегментного гідростатичного підшипника в недеформованому а) та деформованому б) стані пружної тонкостінної втулки

Максимально допустима пружна деформація тонкостінної частини втулки визначається за формулою [36]:

$$\Delta\delta_{\max} = \frac{\Delta D_m}{2} \leq \frac{[\Delta D_m]}{2} = \frac{\sigma_T \cdot D_m}{2E \cdot K}, \quad (7.1)$$

де D_m – діаметр отвору тонкостінної втулки; ΔD_m – зменшення діаметра отвору тонкостінної втулки; σ_T – межа текучості матеріалу тонкостінної втулки; E – модуль пружності матеріалу тонкостінної втулки; K – коефіцієнт запасу міцності:

$$K = \sigma_T / [\sigma_p] = 1,2 \dots 1,5,$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження розтягу матеріалу тонкостінної втулки.

Товщина тонкостінної частини втулки, за умови, що довжина тонкостінної частини $l > D_m/2$ визначається за формулою, запропонованою Р.К.Дума [36]:

$$h = 0,475 \cdot \frac{[p] \cdot D_m}{[\sigma_p]}, \quad (7.2)$$

де $[p]$ – допустиме значення гідростатичного тиску в порожнині, заповненій гідропластмасою, $[p] \leq 20$ МПа.

Величина тиску в порожнині, заповненій гідропластмасою, необхідна для деформації тонкостінної втулки на величину ΔD_m , визначається:

$$p_1 = \frac{2 \cdot \Delta D_m \cdot E \cdot h}{D_m^2}, \quad (7.3)$$

Вільній деформації тонкостінної втулки протидіє тиск в карманах p_k . При деформації тонкостінної втулки на величину ΔD_m радіальний зазор в опорі зменшується на величину: $\Delta \delta_0 = \Delta D_m/2$. Тоді, загальний тиск в порожнині, заповненій гідропластмасою, необхідний для зменшення величини радіального зазору на величину $\Delta \delta_0$, визначається за формулою:

$$p_\Sigma = \frac{4 \cdot \Delta \delta_0 \cdot E \cdot h}{D_m^2} + p_k. \quad (7.4)$$

Діаметр плунжера розраховуємо за рекомендаціями [9] за формулою:

$$d_{пл} = 1,8 \sqrt{D_m}. \quad (7.5)$$

Зусилля, яке необхідно розвинути силовим проводом, що діє на гідропластмасу для зменшення радіального зазору на величину $\Delta \delta_0$ визначаємо з умови рівноваги сил, що діють на плунжер з боку гідропластмаси і силового приводу:

$$W = \left(\frac{4 \cdot \Delta \delta_0 \cdot E \cdot h}{D_m^2} + p_k \right) \cdot \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4}. \quad (7.6)$$

Висота порожнини Н під гідроластмасу визначається:

$$H = 2 \cdot \sqrt[3]{D_m} . \quad (7.7)$$

Довжина контактної зони $l_{кз}$ визначається за формулою:

$$l_{кз} = \frac{\varepsilon_{\min} \cdot D_m}{2} \sqrt{\frac{i}{\Delta\delta_{\max} + i}} + l_T - \frac{\varepsilon_{\min} \cdot D_m}{2} , \quad (7.8)$$

де ε_{\min} – коефіцієнт мінімальної довжини тонкостінної частини втулки;
 l_T – довжина тонкостінної частини втулки; i – запас деформації, який визначається:

$$i = [\Delta D_m] - 2\Delta\delta_{\max} \quad (7.9)$$

де $\Delta\delta_{\max}$ – робочий діапазон зміни радіального зазору в опорі:

$$\Delta\delta_{\max} = \delta_{\max} - \delta_{\min}$$

де δ_{\max} , δ_{\min} – максимальний та мінімальний зазор в опорі, мм.

Підставляючи вираз (7.9) в формулу (7.8) та здійснюючи низку алгебраїчних перетворень отримаємо формулу для визначення довжини контактної зони:

$$l_{кз} = \frac{\varepsilon_{\min} \cdot D_m}{2} \left(\sqrt{\frac{[\Delta D_m] - 2(\delta_{\max} - \delta_{\min})}{[\Delta D_m]} - 1} \right) + l_T . \quad (7.10)$$

Параметри силового приводу, в якості якого прийнята гвинтова передача розраховуються за типовими методиками [9, 19], виходячи із зусилля з яким потрібно тиснути на плунжер.

Метою розробки конструкції регульованого радіального гідростатодинамічного підшипника є підвищення його швидкохідності та енергоефективності [93] (комбінація ознак: 1.1 – 2.1 – 3.1 – 4.1 – 5.1 – 6.2 – 7.1 – 8.5 – 9.1 – 10.3 – 11.1 – 12.3 – 13.2 – 14.1 – 15.1 – 16.4 – 17.1 – 18.1 відповідно до таблиці 7.1).

В основу розробки нового технічного рішення поставлено задачу вдосконалення регульованого радіального гідростатичного підшипника [91], шляхом виконання несучих карманів сферичної форми, до яких підведення стисненої рідини здійснюється через регульовані клапани

витрат, що дозволяє забезпечити підвищення швидкохідності підшипника.

Виконання карманів підшипника сферичної форми дозволяє зменшити витрати потужності, обумовлені стрибкоподібною зміною форми проточної частини опори, що призводить до зменшення втрат потужності на в'язке тертя при збільшенні швидкостей обертання шпинделя.

Застосування регульованих клапанів витрат для живлення підшипника дозволяє при зростанні частоти обертання шпинделя припинити подачу робочої рідини до карманів опори, в результаті чого підшипник переходить до гідродинамічного режиму роботи, тим самим зменшуючи втрати потужності як на в'язке тертя, так і на прокачування робочої рідини. Це обумовлює підвищення швидкохідності підшипника.

Система живлення регульованого радіального гідростатодинамічного підшипника розгалужується на п'ять гілок для живлення кожного з карманів **b** (рис. 7.7) гідростатичної втулки 2. В кожній гілці живлення є клапан витрат KB1-KB5, попередньо налагоджений на необхідну пропускну здатність робочої рідини. Для налагодження та контролю роботи системи живлення призначений багатопозиційний розподільчий золотник P31, що за допомогою манометра МН2 дозволяє контролювати тиск в карманах опори 2 шпинделя 1.

При гідростатичному режимі роботи підшипника підведення стисненої рідини до п'яти карманів опори 2 здійснюється через клапани витрат KB1-KB5, налагодженні на постійну пропускну здатність. Зміна швидкості обертання шпинделя сприймається енкодером 4, цифровий сигнал з якого надходить до мікропроцесорного регулятора 3.

При перевищенні швидкості обертання шпинделя деякого програмно заданого граничного значення, мікропроцесорний регулятор 3 вимикає подачу мастила до клапанів KB1, KB2, KB4, KB5. В результаті підшипник працює в гідродинамічному режимі змащення. При зменшенні швидкості обертання нижче попередньо встановленого граничного значення регулятор 3 вмикає подачу робочої рідини до всіх карманів опори, тим самим відновлюючи гідростатичний режим змащення задля забезпечення високих показників несучої здатності та радіальної жорсткості при роботі підшипника на низьких частотах обертання.

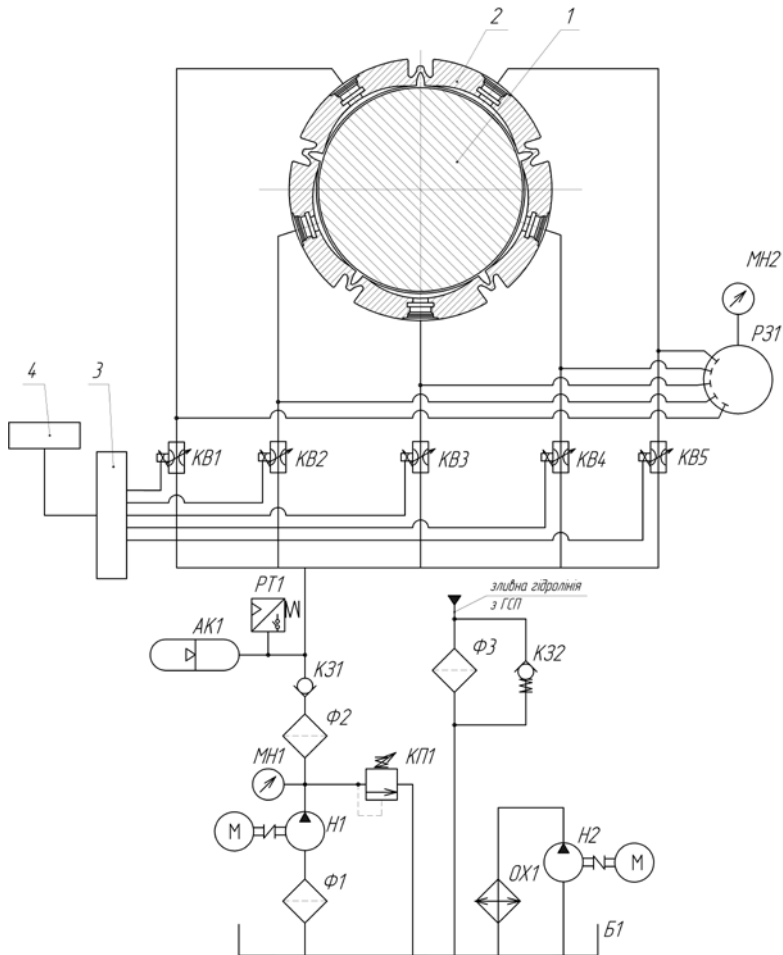


Рисунок 7.7 – Система живлення регульованого радіального гідростатодинамічного підшипника: 1 – шпиндель, 2 – гідростатична втулка, 3 – мікропроцесорний регулятор, 4 – енкодер

Зниження втрат потужності на в'язке тертя та на прокачування робочої рідини, яке досягається зменшенням подачі робочої рідини до карманів опори в гідродинамічному режимі роботи та виконанням несучих карманів сферичної форми дозволяють підвищити швидкохідність підшипника.

Розглянемо аналіз ефективності запропонованої високошвидкісної гідростатодинамічної опори.

Одним із основних факторів, що визначає можливість застосування гідравлічного мащення на високих робочих швидкостях обертання шпинделя, є втрати енергії в опорах шпиндельного вузла.

Сумарні енергетичні втрати в опорах гідравлічного типу складаються із втрат на в'язке тертя в мастильних шарах опори та втрат, необхідних для прокачування робочої рідини.

Втрати потужності на в'язке тертя P_{μ} визначаються за формулою [113]:

$$P_{\mu} = 0,022 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{\mu \cdot d^3 \cdot n_{ш}^2 \cdot (L \cdot \theta_{\tau} + l_{на} \cdot \varphi_{кт})}{2 \delta_0}, \quad (7.11)$$

де μ – динамічна в'язкість робочої рідини; d – діаметр шпинделя; $n_{ш}$ – частота обертання шпинделя; L – довжина опорної поверхні гідростатичної втулки; $l_{на}$ – довжина аксіальної перемички; θ_{τ} – кутовий розмір тангенціальної перемички; $\varphi_{кт}$ – кутовий розмір карману в тангенційному напрямку (див. рис. 5.29, б, в).

На основі програмного середовища MathCAD обчислені залежності втрат потужності на в'язке тертя в новій конструкції регульованої гідростатодинамічної опори та прототипу за однакових початкових умов. В якості прототипу прийнята конструкція ГСП шпиндельного вузла прецизійного токарного верстата УТ16А (див. рис. 1.5) наведена рис. 2.13.

З графіку (рис. 7.8) видно, що втрати потужності на в'язке тертя P_{μ} , які зростають зі збільшенням частоти обертання шпинделя n , в керованій опорі більші за втрати в прототипі. Це обумовлено тим, що втрати потужності на в'язке тертя P_{μ} прямо пропорційні до розмірів перемичок l_0 , що обмежують несучі кармани, площа яких була збільшена.

Розрахунок втрат потужності на прокачування робочої рідини P_q проводився за формулою [21]:

$$P_q = p_n \cdot Q,$$

де p_n – тиск робочої рідини в системі живлення; Q – витрата робочої рідини в несучі кармани опори.

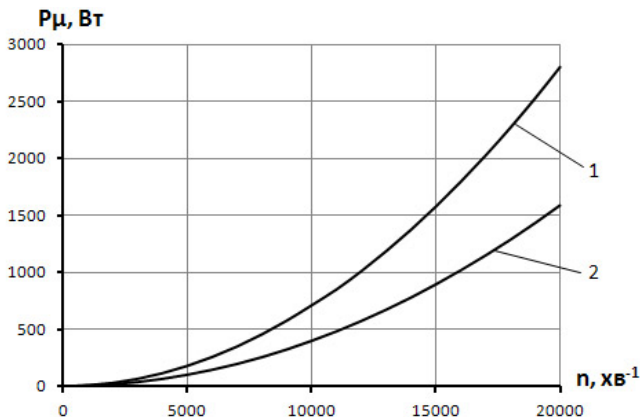


Рисунок 7.8 – Залежність втрат потужності на в'язке тертя від частоти обертання шпинделя: 1 – керованої опори; 2 – прототипу

При роботі опори у гідродинамічному режимі мащення подача робочої рідини необхідна лише для охолодження зони в'язкого тертя, так як несуча здатність забезпечується гідродинамічним ефектом. Тому під час гідродинамічного режиму доцільно здійснювати подачу робочої рідини лише в один несучий карман, при цьому зменшивши витрату мастила у декілька разів, що призводить до відповідного зменшення втрат потужності на прокачування робочої рідини в опорі під час гідродинамічного режиму змащення порівняно з втратами при гідростатичному режимі роботи (рис. 7.9).

Оцінка сумарних енергетичних втрат потужності в керованих гідравлічних опорах проводилась за залежністю [21]:

$$P_{\Sigma} = P_{\mu} + P_q, \quad (7.12)$$

де P_{μ} – втрати потужності на в'язке тертя, P_q – втрати потужності на прокачування робочої рідини.

Встановлено, що на величину сумарних енергетичних втрат P_{Σ} в гідравлічних опорах більший вплив чинять втрати потужності на в'язке тертя P_{μ} .

Розглянемо вплив діаметрального зазору δ та динамічної в'язкості робочої рідини μ на втрати потужності на в'язке тертя P_{μ} в удосконаленій гідравлічній опорі.

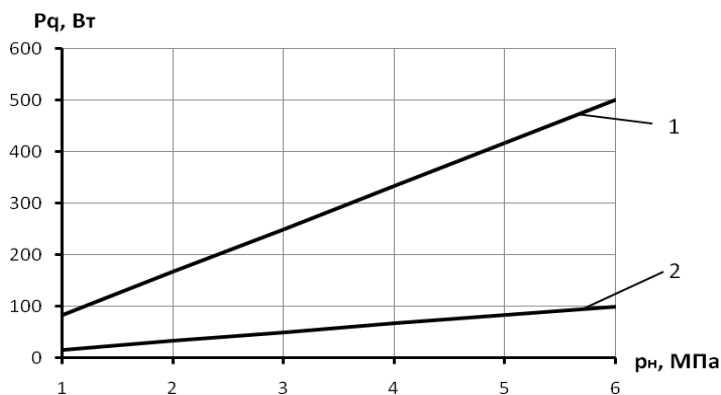


Рисунок 7.9 – Залежність втрат потужності на прокачування робочої рідини від тиску в системі живлення: 1 – при гідростатичному режимі мащення; 2 – при гідродинамічному режимі мащення

Як видно з графіка (рис. 7.10), втрати потужності на в'язке тертя в опорі зменшуються зі зростанням діаметрального зазору, особливо інтенсивно цей процес відбувається при невисоких частотах обертання шпинделя.

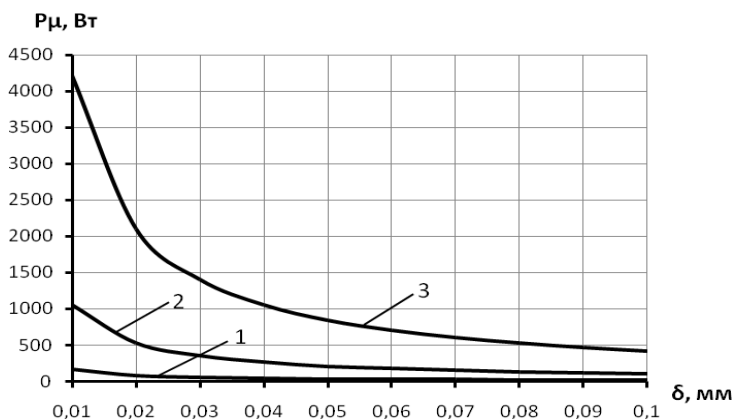


Рисунок 7.10 – Залежність втрат потужності на в'язке тертя в удосконаленій гідралічній опорі від величини діаметрального зазору:
 1 – $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$; 2 – $n = 5000 \text{ хв}^{-1}$; 3 – $n = 10000 \text{ хв}^{-1}$

З графіка на рис. 7.11 встановлено, що зростання динамічної в'язкості робочої рідини призводить до відповідного збільшення втрат потужності на в'язке тертя в опорі, причому зі збільшенням частоти обертання шпинделя цей процес відбувається інтенсивніше.

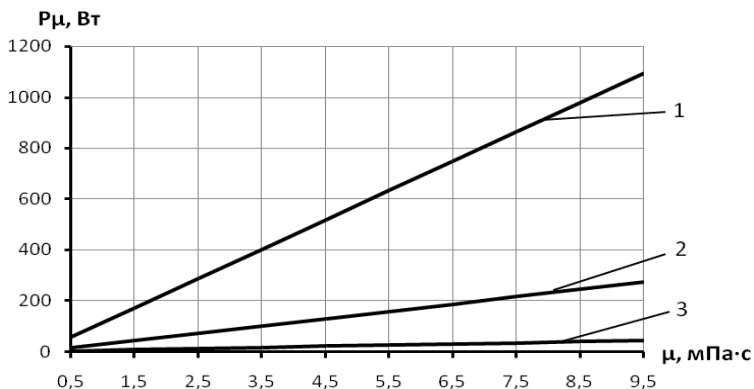


Рисунок 7.11 – Залежність втрат потужності на в'язке тертя в удосконаленій гідравлічній опорі від динамічної в'язкості мастила:

$$1 - n = 10000 \text{ хв}^{-1}; 2 - n = 5000 \text{ хв}^{-1}; 3 - n = 2000 \text{ хв}^{-1}$$

Таким чином, з метою мінімізації енергетичних втрат доцільним є встановлення діаметрального зазору в опорі $\delta > 0,07$ мм та застосування малов'язких ($\nu < 1$ сСт) робочих рідин для мащення високошвидкісних шпиндельних вузлів.

В якості мастильного середовища запропоновано використання робочої рідини на основі дистильованої води із комплексною системою корозійного захисту – інгібітору та протектору корозії.

В системі живлення гідростатодинамічної опори конструктивні елементи, які безпосередньо контактують з мастильним середовищем, виконані з таких матеріалів: шпиндель – сталь 38ХМЮА, пружна втулка – сталь 65Г, корпус шпиндельної бабки – сірий чавун СЧ15. Елементи проточних частин запобіжно-регулюючої апаратури, трубопровідної арматури, баку для робочої рідини виконані з якісних сталей та сталей загального призначення.

Шпиндель верстата на гідравлічних опорах виконаний із азотованої сталі 38ХМЮА. Після хіміко-термічної обробки атоми

азоту дифундують в глибину поверхонь шпинделя, утворюючи таким чином захисний шар нітридів, який є надійним захистом від корозії в нейтральному середовищі. Незахищеними, в даному випадку, є інші елементи системи живлення шпиндельних опор.

Дослідження на корозійну стійкість проведені на пластинчатих зразках матеріалу пружної втулки, що виконана із сталі 65Г та термооброблена до HRC54. Вибір в якості об'єкту досліджень пружної втулки обумовлений характером робочих процесів, що відбуваються при регулюванні зазору в опорі. Поздовжні пази втулки, схильні до циклічного деформування в межах розрахункових значень зазору, є концентраторами напружень і місцями локалізації корозійних процесів при мащенні підшипника водою. Формування високих показників корозійної стійкості пари тертя ковзання є визначальним фактором для забезпечення високої експлуатаційної надійності високошвидкісного підшипника в цілому.

Дослідження корозійно-електрохімічної поведінки пружної втулки проводили за комплексною системою з використанням електрохімічного методу та фізико-механічних випробувань на малоциклову втому.

Встановлено, що використання інгібітора корозії – ϵ -капролоктаму в концентрації 1 г/л [160] є ефективним способом захисту елементів системи живлення гідростатодинамічної опори. Для підвищення дієвості протикорозійного захисту системи живлення запропоновано додатково використання електрохімічного методу – протекторного. Він, по відношенню до інгібіторного, не потребує постійного контролю. В якості протектора запропоновано використання цинку. Стандартний електродний потенціал цинку у воді складає $-0,761$ В, а заліза $-0,44$ В, при такому сполученні на цинку буде концентруватись анодний процес, а на елементах, що захищаються, катодний.

Пропонується конструктивне виконання протекторного захисту у вигляді штуцера, що розміщується в нагнітальній гідролінії системи живлення шпиндельних опор. Штуцер, виконаний з цинку, безпосередньо з'єднується за допомогою конічної різі з нагнітальною магістраллю гідронасоса (рис. 7.12).

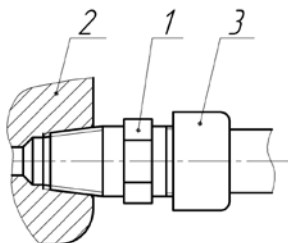


Рисунок 7.12 – Конструктивна схема вбудовування протектора в систему живлення: 1 – штуцер, 2 – корпус гідронасоса, 3 – з'єднувальний патрубок

Таким чином застосування спеціального малов'язкого мащення дозволяє зменшити сумарні енергетичні втрати в опорі майже в 6 разів (рис. 7.13, 7.14) порівняно з мастилом I-5A.

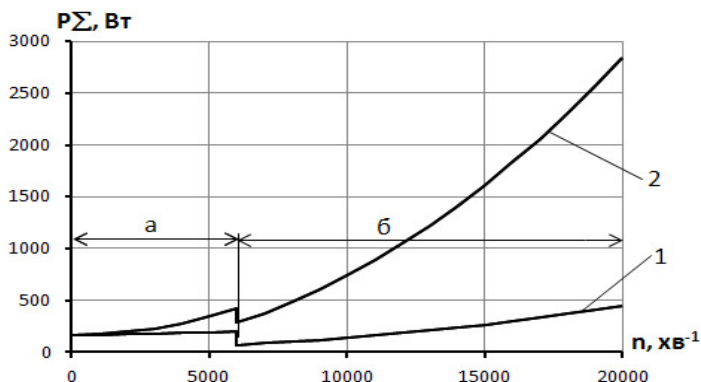


Рисунок 7.13 – Залежність сумарних втрат потужності в опорі від частоти обертання шпинделя при гідростатичному а) та гідродинамічному б) режимах мащення:

1 – спеціальне малов'язке мащення, 2 – мастило I-5A

Таким чином сумарні енергетичні втрати в удосконаленій гідравлічній опорі менші в 1,5 рази під час гідростатичного режиму змащення та в 4 рази під час гідродинамічного режиму порівняно із втратами в прототипі (рис. 7.15).

На рис. 7.16 представлені залежності сумарних енергетичних втрат у високошвидкісній опорі P_{Σ} , ефективної потужності під час шліфування

$P_{сф}$ та загальної потужності $P_{зар}$ під час обробки заготовки від частоти обертання шпинделя n .

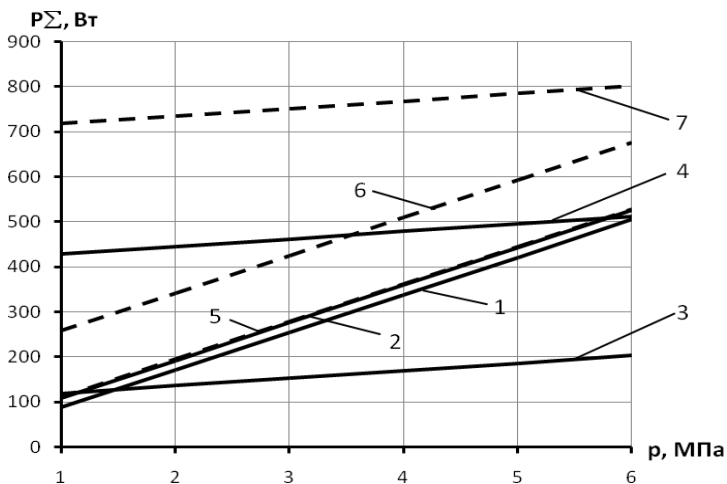


Рисунок 7.14 – Залежність сумарних втрат потужності в опорі від тиску в системі живлення (суцільні криві – спеціальне малов'язке мащення; штрихові криві – мащення мастилом I-5A): 1, 5 – $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$; 2, 6 – $n = 5000 \text{ хв}^{-1}$; 3, 7 – $n = 10000 \text{ хв}^{-1}$; 4 – $n = 20000 \text{ хв}^{-1}$

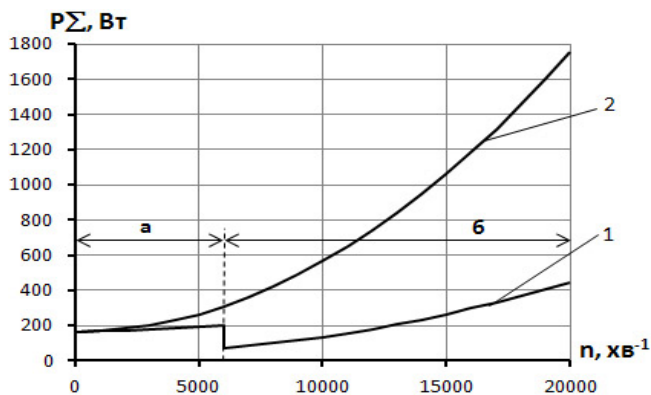


Рисунок 7.15 – Залежність сумарних втрат потужності від частоти обертання шпинделя в гідростатичному а) та гідродинамічному б) режимах мащення: 1 – керована опора; 2 – прототип

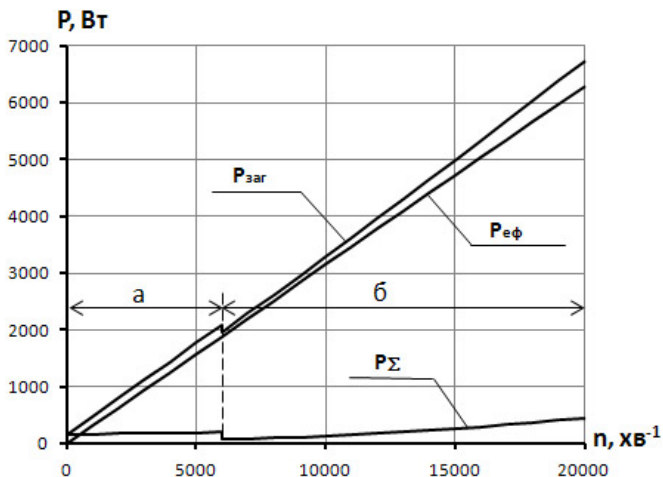


Рисунок 7.16 – Енергетичні втрати під час обробки деталі:
 а – гідростатичний режим мащення; б – гідродинамічний режим мащення

Встановлено, що відношення сумарних енергетичних втрат у високошвидкісній керованій опорі до загальних енергетичних втрат під час обробки заготовки при нульовій швидкості обертання шпинделя складає 100%, так як при відсутності обертання відбуваються лише втрати потужності на прокачування робочої рідини для забезпечення несучої здатності.

При збільшенні частоти обертання шпинделя до 6000 хв⁻¹, коли в опорі ще зберігається гідростатичний режим мащення, частка втрат потужності в опорі P_{Σ} по відношенню до загальної потужності $P_{\text{заг}}$ під час обробки заготовки знаходяться в межах 10 %. У діапазоні частот обертання від 6000 до 20000 хв⁻¹, коли встановлений гідродинамічний режим мащення, згадане співвідношення становить від 4 до 7%.

Недоліком попередньої конструкції гідростатодинамічної опори є технологічна складність забезпечення мінімальних відхилень розмірів та форми криволінійного профілю п'яти поздовжніх пазів гідростатичної втулки, що в комплексі з анізотропією механічних властивостей матеріалу втулки не дозволяє забезпечити їх однакову жорсткість та рівномірність деформування в процесі регулювання радіального зазору. Це призводить до нерівномірності величини

радіального зазору як в тангенційному, так і в аксіальному напрямку.

Іншим недоліком конструкції є складність забезпечення точної величини кута повороту натяжної гайки при регулюванні величини зазору в опорі, оскільки регулювання здійснюється вручну за допомогою спеціального ключа, до того ж між опорним торцем натяжної гайки та корпусом опори виникає значний момент тертя, що вимагає прикладення значних зусиль, ускладнює забезпечення точного кута повороту натяжної гайки, та впливає на точність позиціонування гідростатичної втулки в осьовому напрямку і, як наслідок, на точність регулювання величини радіального зазору в гідростатичному підшипнику.

В основу розробки конструкції регульованого сегментного гідростатичного підшипника [95] (рис. 7.17) поставлена задача удосконалення попередньо наведених конструкцій регульованих радіальних підшипників з метою підвищення технологічності конструкції, точності та рівномірності величини радіального зазору при регулюванні (комбінація ознак: 1.1 – 2.1 – 3.1 – 4.2 – 5.3 – 6.2 – 7.1 – 8.6 – 9.1 – 10.3 – 11.1 – 12.3 – 13.2 – 14.1 – 15.1 – 16.4 – 17.1 – 18.1 відповідно до таблиці 7.1).

Підвищення технологічності конструкції опори полягає в тому, що охоплююча поверхня гідростатичного підшипника виконана збірною з п'яти окремих сегментів з конічними поясками на зовнішній поверхні, з'єднаних пружинами спеціальної форми. Це дозволяє спростити технологію та розширити діапазон технологічних методів для формоутворення карманів у сегментах, позбутися консольного розташування виконавчої поверхні підшипника, що в свою чергу дозволить зменшити розміри опори.

З метою підвищення точності та рівномірності величини радіального зазору при регулюванні запропоновано конструктивне виконання натяжної гайки у вигляді зубчастого колеса, що дозволить застосувати прецизійну зубчасту передачу в приводі регулювання зазору в підшипнику. Також запропоновано між опорними торцями сегментів та натяжної гайки встановити упорний підшипник кочення. Це дозволить зменшити момент сили тертя, який виникає під час регулювання радіального зазору, що в свою чергу дозволить зменшити зусилля, яке прикладається до натяжної гайки при регулюванні радіального зазору в опорі.

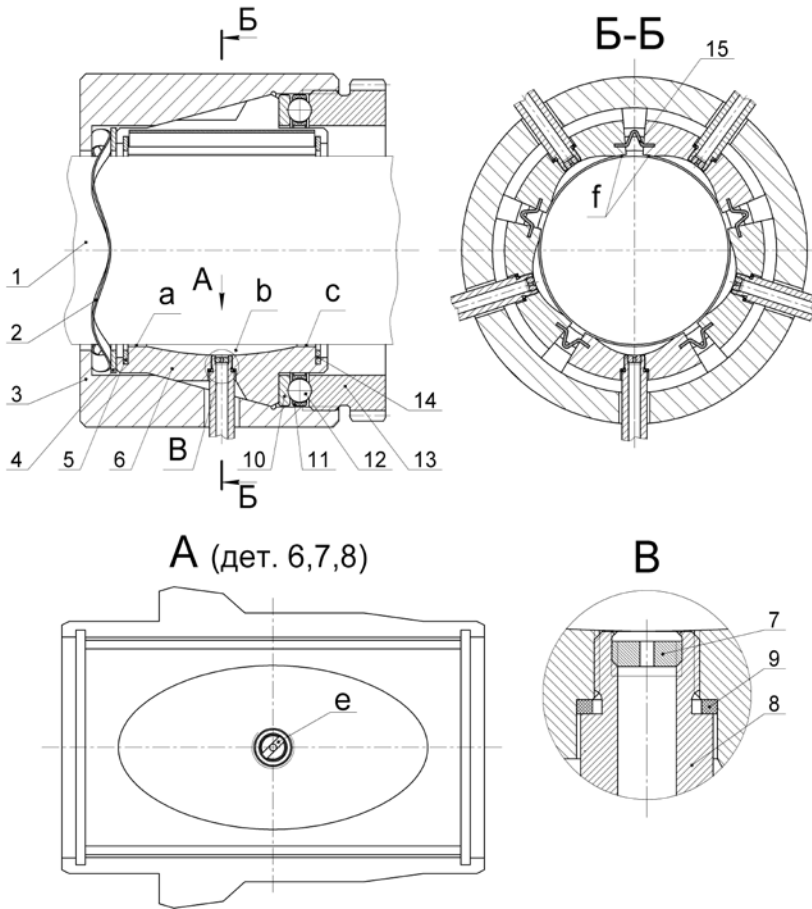


Рисунок 7.17 – Конструктивна схема регульованого сегментного гідростатичного підшипника: 1 – вал, 2 – хвильова пружина, 3 – корпус, 4 – шайба, 5, 14 – пружні кільця, 6 – сегменти, 7 – дроселююча пробка, 8 – итуцер, 9 – ущільнення, 10 – шайба, 11 – сепаратор, 12 – кулька, 13 – натяжна гайка, 15 – пружина

Застосування для з'єднання та визначення взаємного положення сегментів в радіальному напрямку пружин спеціальної форми, виготовлених з каліброваного прокату з мінімальною анізотропією фізико-механічних властивостей матеріалу, дозволить підвищити

точність взаємного розташування опорних сегментів та рівномірність величини радіального зазору в опорі при його регулюванні.

В комплексі названі конструктивні та технологічні заходи забезпечать рівномірність радіального переміщення сегментів при регулюванні зазору в опорі, що дозволить підвищити вихідні показники точності обертання валу під дією технологічного навантаження.

Основною деталлю регульованого сегментного гідростатичного підшипника є корпус 3 (див. рис. 7.17), який має отвір з конічною поверхнею та п'ять перпендикулярно розташованих відносно вісі корпусу отворів, кут між якими 72° .

В отвір корпусу 3 встановлено п'ять сегментів 6, які на внутрішній поверхні мають несучі кармани еліпсоїдної форми b , з розташованим в центрі різевим отвором. На торцях сегментів паралельних вісі підшипника виконано пази для встановлення пружин спеціальної форми 15, які з'єднують сегменти та визначають їх взаємне положення в радіальному напрямку.

Різеви отвори сегментів суміщають з п'ятьма отворами корпусу та загвинчують в них штуцери 8, які служать для підведення робочої рідини через дроселюючі пробки 7 до опорної поверхні підшипника. Дроселюючі пробки 7 (див. вид В) мають на торці паз e (див. вид А) для викрутки, загвинчуються в різеві отвори штуцерів 8 та виконують роль дроселюючого елемента. Штуцери 8 встановлюються в отвори корпусу з гарантованим зазором, що забезпечує можливість вільного переміщення штуцерів разом із сегментами в радіальному та осьовому напрямках при регулюванні зазору між валом та опорною поверхнею підшипника. Між штуцерами та сегментами встановлено гумові ущільнення 9, які запобігають втратам рідини через різеве з'єднання штуцера з сегментом.

Точність взаємного розташування сегментів в осьовому напрямку забезпечується пружними розрізними кільцями 5 та 14, які встановлюються в радіальні канавки, виконані поряд з іншими двома торцями сегментів.

Між шайбою 4 та торцем ступінчастого отвору корпусу 3 встановлена хвильова пружина 2, яка призначена для створення натягу в осьовому напрямку при регулюванні зазору. Для зменшення моменту сили тертя під час регулювання зазору між торцями сегментів 6 та

натяжною гайкою 13 встановлено упорний підшипник кочення, який складається з шайби 10 та сепаратора 11 з кульками 12.

Регульований радіальний сегментний гідростатичний підшипник працює наступним чином. Робоча рідина через регульовані клапани витрат подається крізь штуцери 8 та дросельні пробки 7 до карманів b сегментів 6, де створюється несучий шар робочої рідини, який підтримує вал 1 в певному положенні. Відведення рідини в зливний бак з карманів відбувається через перемички c і a (див. рис. 7.17) та f , що відіграють роль дроселюючого елемента і при зміні радіального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника і витрати рідини.

Регулювання величини радіального зазору виконують обертанням натяжною гайки 13, яка загвинчується в отвір корпусу 3, та через упорний підшипник надає осьове переміщення сегментам 6, які, рухаючись конічними поясками по внутрішній конічній поверхні корпусу 3, переміщуються також в радіальному напрямку, забезпечуючи регулювання величини зазору між опорними поверхнями вала 1 та сегментів 6.

Величина радіального зазору в опорі регулюється кутом повороту натяжною гайки 13, яка конструктивно виконана у вигляді зубчастого колеса, обертання якому передає шестерня (на рис. 7.17 не вказано), встановлена на вал прецизійного крокового електродвигуна.

7.2. Оптимізація проектування регульованих гідростатичних підшипників

Отримані у попередньому підрозділі геометричні параметри регульованих ГСО не є найкращими з урахуванням накладених обмежень, тому, що визначались за приблизними формулами і мають свободу вибору значень з певного діапазону. Основною метою оптимізації ГСО є забезпечення найкращих значень вихідних параметрів якості шпиндельних вузлів верстатів.

Оптимальне проектування передбачає побудову математичного опису всіх складових задач, а саме: параметричних, функціональних обмежень, функції цілі, оптимізаційного алгоритму. Складність процесу оптимізації системи „шпиндель – опори” полягає в значній розмірності простору „параметри оптимізації – функції цілі”.

Система цільових функцій повинна відповідати задачам оптимізації.

В результаті аналізу літературних джерел, накопиченого досвіду експлуатації ГСО визначено ряд їх критеріїв, які чинять найбільший вплив на якість шпindelних вузлів верстатів, а саме: жорсткість опори (j_p); демпфування в опорі (h_p); втрати потужності в мастильному шарі опори (P_p); витрата робочої рідини в опорі (Q_p); час перехідного процесу опори (t_n); нормована ступінь стійкості опори (η_0).

Параметри j_p та h_p є визначальними з точки зору забезпечення високої точності обертання шпindelя [113, 115]. Так, жорсткість впливає на величину відхилення положення пружної осі шпindelя відносно центра підшипника, а демпфування – на розмах напівосей траєкторії руху цієї осі. Втрати потужності, витрата рідини є лімітуючим фактором для застосування гідростатичного мащення шпindelя в металорізальних верстатах. Регульована ГСО є виконавчим механізмом САК положенням шпindelя, тому важливими критеріями її працездатності є стійкість та швидкодія.

Таким чином, система цільових функцій виражається у вигляді: $j_p \rightarrow \max$; $h_p \rightarrow \max$; $P_p \rightarrow \min$; $Q_p \rightarrow \min$; $t_n \rightarrow \min$; $\eta_0 \rightarrow \max$.

Розглянемо математичне формулювання системи цільових функцій.

Покладемо, що довжина кармана в аксіальному напрямку становить $l_{ka} = 8l_{na}$, а кут $\varphi_\tau = 2\pi/n_k - \varphi_{k\tau}$ дорівнює θ_τ для підшипників без дренажних канавок (див. рис. 5.29, б) або $\varphi_\tau = \theta_\tau + \theta_{dk}$ для підшипників з дренажними канавками (див. рис. 5.29, в) Тоді, з урахуванням рекомендацій [21, 31, 113], при $\varepsilon \leq 0,35$ радіальна жорсткість регульованої ГСО буде визначатись:

$$j_p = 13,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_H \cdot \pi \cdot D \cdot l_{na}}{\delta_0}, \text{ Н/м.} \quad (7.13)$$

Коефіцієнт демпфування регульованої радіальної ГСО:

$$h_p = 1,5 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\mu \cdot D^3 \cdot A_1}{\delta_0^3}, \text{ Н·с/м,} \quad (7.14)$$

де A_1 – конструктивний параметр: $A_1 = l_{na}(10,64 \cdot \varphi_{k\tau} + 1,2)$.

Втрати потужності в мастильному шарі регульованої ГСО можуть бути представлені у вигляді:

$$P_p = 0,44 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{\mu \cdot D^3 \cdot n_m^2 \cdot A_2}{\delta_0} + 10^3 \cdot \frac{p_H^2 \cdot \delta_0^3 \cdot A_3}{\mu}, \quad (7.15)$$

де $A_2 \dots A_3$ – конструктивні параметри, які визначаються так:

$$A_2 = D \left(\frac{2\pi}{n_k} - \varphi_{кт} \right) + l_{на} \varphi_{кт},$$

$$A_3 = \left[\frac{D^2}{2} \left(\frac{\pi \varphi_{кт}}{n_k} - \frac{\varphi_{кт}^2}{2} \right) + 8l_{на}^2 \right] \left[D l_{на} \left(\frac{2\pi}{n_k} - \varphi_{кт} \right) \right]^{-1}.$$

Витрата робочої рідини в регульованій радіальній опорі запишеться так:

$$Q_p = 0,664 \cdot \frac{p_H \cdot \delta_0^3 \cdot A_3}{\mu}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (7.16)$$

В роботі [62] для аналізу ступеня стійкості ГСО запропоновано використання критерію – нормованого ступеня стійкості, що визначається як:

$$\eta_0 = \eta \left(\frac{a_0}{a_m} \right)^{-\frac{1}{m}}, \quad (7.17)$$

де η – абсолютна величина дійсної частини найближчого до уявної осі корня характеристичного рівняння системи; a_0 , a_m – коефіцієнти характеристичного рівняння ГСО при s^0 і s^m відповідно.

Передавальну функцію регульованої радіальної ГСО без урахування стискання рідини можна представити у вигляді [46]:

$$W_{гсо}(s) = \frac{\Delta h(s)}{\Delta P(s)} = \frac{K_{гсо}}{T_2^2 s^2 + T_1 s + 1}, \quad (7.18)$$

де $\Delta h(s)$, $\Delta P(s)$ – перетворення по Лапласу відхилень зазору і силового навантаження на опорну шийку шпинделя відповідно; $K_{гсо}$ – статична податливість ГСО; T_2^2 , T_1 – постійні часу опори.

Характеристичне рівняння системи буде $T_2^2 s^2 + T_1 s + 1 = 0$. Замкнена радіальна ГСО представляє собою коливальну ланку другого порядку [45-47], для якої виконується умова: $T_1 < 2T_2$.

Корені характеристичного рівняння системи шукаються у вигляді [106]:

$$s_{1,2} = -\alpha_t \pm j\beta_t,$$

$$\text{де } \alpha_t = T_1 / (2T_2^2); \beta_t = (T_1^2 - 4T_2^2)^{1/2} / (2T_2^2).$$

Покладемо $\varepsilon \rightarrow 0$, що має місце для прецизійних шпindelьних вузлів. Тоді для забезпечення умови $j_p \rightarrow \max$ справедливо співвідношення $r_k/r_H=0,5$ [31]. З урахуванням зроблених припущень, нехтуючи стисканням рідини, отримаємо формули для знаходження постійних часу:

$$T_1 = 2h_p B_2 K_{гсо}, T_2^2 = m_o K_{гсо}, \quad (7.19)$$

де $K_{гсо} = \frac{\delta_0 B_1}{27\pi D I_{наPH}}$; m_o – маса шпindelя, приведена до центра передньої ГСО; B_1, B_2 – експлуатаційні параметри регульованої ГСО, які визначаються так:

$$B_1 = 1 + \frac{R_k}{R_{dr}}, B_2 = \pi l_{на} \left(20,5 - \frac{9D}{B_1} \right), \quad (7.20)$$

де R_k – гідравлічний опір витіканню рідини з кармана ГСО.

Гідравлічний опір вхідного дроселя R_{dr} може бути визначений з рівняння нерозривності потоку рідини у вигляді $R_{dr} = 0,5\rho_H n_k / Q_p$. Скориставшись електричними аналогами гідравлічних величин, представимо опір R_k регульованого підшипника у вигляді паралельного з'єднання окремих опорів тангенціальних R_τ і аксіальних R_a перемичок (рис. 7.18).

При $\varepsilon=0$ можна записати:

$$\frac{1}{R_k} = \frac{2}{R_\tau} + \frac{2}{R_a}. \quad (7.21)$$

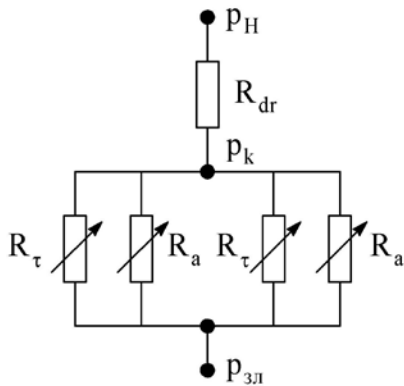


Рисунок 7.18 – До визначення гідравлічного опору R_k

Для плоскопаралельної щілини при ламінарному русі рідини гідравлічний опір обчислюється у вигляді [21]:

$$R = 12\mu l_{na} / (h_n^3 L_n), \quad (7.22)$$

де l_{na} – ширина перемички карману (однакова в аксіальному і тангенційному напрямках); h_n – товщина мастильної плівки; L_n – периметр витікання рідини з карману.

Підставляючи формулу (7.22) до виразу (7.21), після перетворень отримаємо:

$$R_k = \frac{3\mu l_{na} D A_4}{2n_k \delta_0^3}, \quad (7.23)$$

де A_4 – конструктивний параметр опори, що обчислюється так

$$A_4 = \Phi_k \left[9l_{na}^2 + \frac{D^2 \Phi_k}{16n_k^2} (\Phi_k + 2n_k \phi_{k\tau}) \right]^{-1}, \quad (7.24)$$

де $\Phi_k = 2\pi - n_k \phi_{k\tau} - n_k \theta_{dk}$ (див. рис. 5.29, в).

З урахуванням (7.19) формула (7.17) набуде вигляду:

$$\eta_0 = \eta (K_{rco} \cdot m_0)^{\frac{1}{2}}. \quad (7.25)$$

Тривалість перехідного процесу регульованої ГСО, як коливальної ланки другого порядку, наближено може бути знайдена так [106]:

$$t_n = 6T_2^2/T_1. \quad (7.26)$$

Таким чином, екстремуму функції цілі $t_n \rightarrow \min$ відповідає умова $T_1/T_2^2 \rightarrow \max$.

Математичний опис параметрів оптимізації x_i представлений у вигляді подвійних нерівностей вигляду $x_{\min} \leq x_i \leq x_{\max}$.

Враховуючи математичний опис функції цілі (7.13 – 7.26), параметрами оптимізації є тиск p_H насосу, довжина l_{na} аксіальної перемички, діаметр D опорної поверхні ГСП, статичний радіальний зазор δ_0 в опорі, коефіцієнт μ динамічної в'язкості робочої рідини, частота $n_{ш}$ обертання шпинделя, приведена маса m_0 шпинделя, кут карману $\varphi_{кт}$.

Параметри $A_1...A_4$ розраховуються при попередньо визначених оптимальних значеннях величин D , l_{na} і заданих значеннях n_k , θ_t . Зі встановлених значень параметрів $A_1...A_4$ визначаються оптимальні значення кута $\varphi_{кт}$. При наявності декількох можливих оптимальних значень $\varphi_{кт}$ для окремої функції цілі приймається більше значення $\varphi_{кт}$ з міркувань збільшення площі опорної поверхні ГСО.

Значення параметрів n_k , $\theta_{дк}$ обумовлюються конструктивними особливостями та технологією виготовлення гідростатичної втулки спеціальної конструкції. Розміри внутрішнього пазу гідростатичної втулки лімітуються вимогами до її втомної міцності та необхідністю відведення потоку рідини з витратою Q_t (див. рис. 5.29) в тангенціальному напрямку підшипника. Рекомендується приймати $\theta_{дк}$ в межах $3...5^\circ$.

Функції цілі η_0 , t_n залежать від величин h_p , Q_p . Тому, враховуючи значимість величин h_p , Q_p , екстремальні значення η_0 , t_n визначалися при попередньо встановлених для функції цілі h_p оптимальних величинах параметрів μ , $\varphi_{кт}$, l_{na} , D , δ_0 . Параметрами оптимізації, що варіюються, при визначенні η_0 , t_n є m_0 і p_H .

В разі необхідності пошуку оптимального значення параметра n_k в алгоритмі оптимізації при розрахунку параметрів $A_2...A_4$, B_1 , B_2 потрібно організувати додатковий цикл варіювання $3 \leq n_k \leq 6$,

враховуючи співвідношення між n_k і $\varphi_{кт}$ у вигляді $\varphi_{кт} = 2\pi/n_k - 1,6 \cdot I_{на}/D - \theta_{дж}$.

В загальному випадку задача оптимізації, враховуючи нелінійність функцій цілі, може бути розв'язана методами нелінійного програмування. Проте, якщо проаналізувати нелінійності присутні в показникових функціях, то можна бачити, що в логарифмічних координатах функції цілі набувають лінійної залежності від параметрів оптимізації. Для зручності логарифмування втрати потужності P_p розділимо на втрати, обумовлені тертям P_μ (перший доданок у виразі (7.15)) та втрати від прокачування робочої рідини скрізь опору P_q (другий доданок у виразі (7.15)).

Тоді в логарифмічних координатах функції цілі та параметричні обмеження набувають вигляду: $\lg(f(x_1, x_2, \dots, x_k)) = \lg(a) + y_1 \cdot \lg(x_1) + y_2 \cdot \lg(x_2) + \dots + y_k \cdot \lg(x_k)$, $\lg(x_{\min}) \leq \lg(x) \leq \lg(x_{\max})$.

Лінійна постановка задачі дозволяє використовувати методи лінійного програмування. Для багатокритеріальної оптимізації шпіндельних вузлів найбільш доцільно використовувати оптимізаційні алгоритми на основі методу ЛП_т пошуку, який є детермінованим аналогом методу випадкового пошуку [113].

Основою зазначеного методу є зондування n -вимірному простору певною кількістю пробних точок, що належать до ЛП_т розподілу, алгоритм розрахунку якого наведений на рис. 7.19.

Для пошуку екстремуму функції зазвичай використовують $N = 2^k$ точок, де k – кількість параметрів, що оптимізуються [127]. Номер точки переводиться в бінарну систему у вигляді k координат. Для кожної координати записують дріб вигляду:

$$\frac{f_1}{2^1} * \frac{f_2}{2^2} * \dots * \frac{f_m}{2^m},$$

де 1, 2, ..., m – розряди номера точки; f_1, f_2, \dots, f_m – табличні чисельники.

Далі обчислюють значення знаменників 2^m і чисельників за табличними даними [128]. Застосовуючи булеву операцію неспівпадання, знаходяться значення виразу $f = f_1 * f_2 * \dots * f_m$, де $*$ – булевий оператор неспівпадиння (виключне АБО).

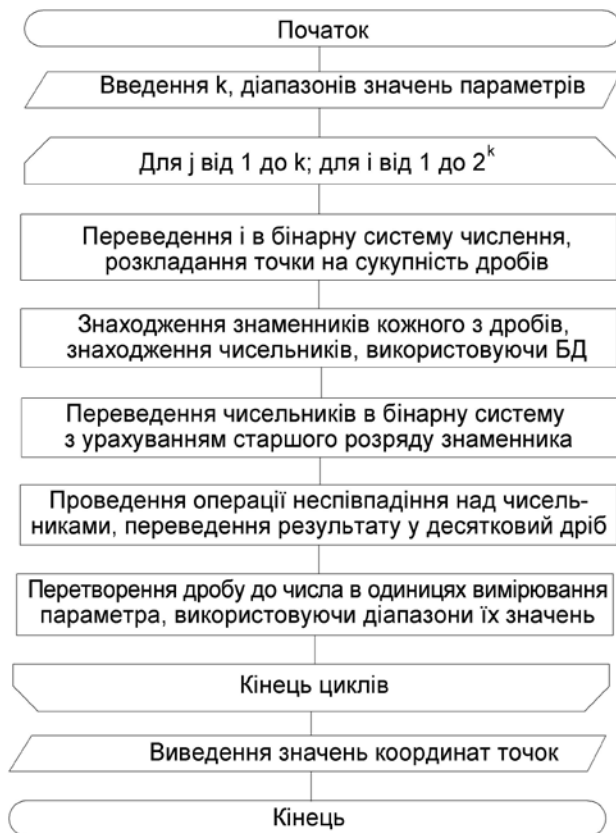


Рисунок 7.19 – Алгоритм розрахунку координат точок ЛП_г послідовності для зондування багатовимірного простору

Отриманий дріб виду $\frac{f}{2^m}$ переводиться в десяткову систему числення. При цьому знаменник залишається тим же, переводиться лише число f . Обчислене значення використовують для знаходження положення точки за однією координатою з заданою розмірністю:

$$A_i = A_{\min} + \frac{f}{2^m} \cdot (A_{\max} - A_{\min}),$$

де A_{\min} , A_{\max} – мінімальне та максимальне значення діапазону варіювання параметра оптимізації відповідно.

Аналогічним чином визначають k координат 2^k точок ЛП_τ розподілу.

Загальний алгоритм багатокритеріальної оптимізації шпиндельного вузла на регульованих ГСО на основі ЛП_τ пошуку (рис. 7.20) реалізований засобами пакету MathCAD.

В якості прикладу розглянемо оптимізацію параметрів шпиндельного вузла токарного верстата УТ16А на чотирьохкарманних радіальних ГСО.

Простір функціональних та параметричних обмежень представлений у вигляді: $j_p \geq 5 \cdot 10^8$, Н/м; $h_p \geq 10^7$, Н·с/м; $P_\mu \leq 750$, Вт; $P_q \leq 1000$, Вт; $Q_p \leq 7 \cdot 10^{-5}$, м³/с; $\eta_0 \geq 0,2$; $t_n \leq 0,1$ с; $1 \leq p_n \leq 4$, МПа; $0,003 \leq l_{na} \leq 0,03$, м; $0,03 \leq D \leq 0,2$, м; $5 \cdot 10^{-6} \leq \delta_0 \leq 50 \cdot 10^{-6}$, м; $0,5 \cdot 10^{-3} \leq \mu \leq 2 \cdot 10^{-2}$, Па·с; $0,35 \leq \varphi_{кт} \leq (2\pi/n_k - 0,2)$, рад.; $500 \leq n_{ш} \leq 10000$ хв⁻¹; $10 \leq m_0 \leq 30$, кг; $n_k = 5$; $\theta_{дк} = 7,85 \cdot 10^{-2}$ рад.

За алгоритмом на рис. 7.20 розраховуються координати N точок ($N = 2^8 = 256$) зондування простору на основі ЛП_τ послідовностей та обчислюються значення цільових функцій. Обґрунтованість вибору кількості пробних точок перевірялася розрахунком цільових функцій при значенні $N=2^{k+1}$. При цьому різниця значень цільових функцій знаходилася в межах до 4%.

В результаті розрахунку за алгоритмом отримані сім номерів точок при екстремальному значенні кожної функції цілі ($j_p \rightarrow \max$; $h_p \rightarrow \max$; $P_\mu \rightarrow \min$; $P_q \rightarrow \min$; $Q_p \rightarrow \min$; $t_n \rightarrow \min$; $\eta_0 \rightarrow \max$).

Далі постає задача ітеративного узгодження отриманих оптимальних значень. Для цього попередньо здійснювалося ранжування для кожної функції цілі, враховуючи вплив на вихідну точність обертання шпиндельного вузла. Як видно з математичної моделі оптимізаційної задачі, критерії t_n , η_0 , що характеризують динамічну якість регульованої ГСО, є залежними від інших функцій цілі t_n , $\eta_0 = f(h_p, Q_p)$. Тому ранжуванню піддавалися тільки некорельовані (незалежні) критерії оптимізаційної задачі (j_p , h_p , P_μ , P_q , Q_p).



Рисунок 7.20 – Алгоритм багатокритеріальної оптимізації шпиндельних вузлів

Для визначення значимості критеріїв застосовано метод рангової кореляції [37], який ґрунтується на систематизації апріорної інформації, для формування якої здійснено опитування фахівців в галузі гідроприводу верстатів. З метою оцінювання кількісної міри впливу факторів спеціалістам було запропоновано розташувати фактори в порядку зменшення їх впливу на точність обертання шпинделя. В результаті систематизації апріорної інформації отримано матрицю рангів.

Для автоматизації процесу обробки і аналізу апріорної інформації використовувалася програма Rangcor [85] (рис. 7.21).

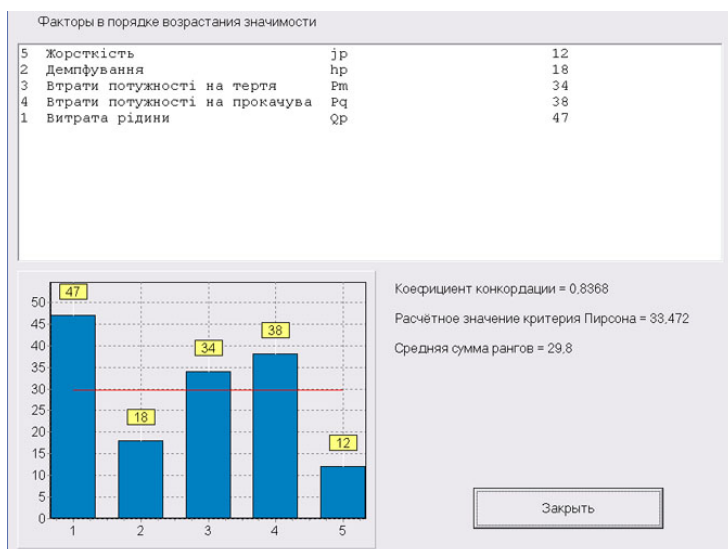


Рисунок 7.21 – Вікно програми з результатами ранжування критеріїв за методом рангової кореляції

Ступінь узгодженості думок спеціалістів оцінювалася коефіцієнтом конкордації [37]:

$$W_k = \frac{12s_k}{m^2(9^3 - 9)}, \quad (7.27)$$

де s_k – сума квадратів відхилень рангів, $s_k = \sum_{i=1}^m \Delta_i^2$; m – кількість спеціалістів, що опитуються; 9 – кількість факторів, що ранжуються.

Величина Δ_i розраховується за залежністю [37]:

$$\Delta_i = \sum_{i=1}^m R_{ij} - M,$$

де R_{ij} – сума рангів за j -м фактором з урахуванням m опитуваних спеціалістів; M – середня сума рангів, $M = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^g R_{ij} / g$.

Значимість коефіцієнту конкордації перевірялася на основі χ^2 критерію Пірсона, розрахункове значення якого обчислювалося за формулою [37]: $\chi_p^2 = m(g-1)W_k$.

Табличне значення χ^2 критерію, визначене для рівня значимості $\alpha=0,01$ і числа ступенів волі $f=4$, становить $\chi_{\text{таб}}^2 = 13,277$ [138], тобто $\chi_{\text{таб}}^2 \leq \chi_p^2$. Таким чином, з ймовірністю 99% можна стверджувати, що існує узгодженість в думках спеціалістів щодо ступеня впливу критеріїв, який оцінюється коефіцієнтом конкордації $W_k = 0,84$. Априорна діаграма рангів, приведена на рис. 7.21, має нерівномірний розподіл, що обумовлює доцільність урахування всіх досліджуваних факторів. Значимість коефіцієнту конкордації дозволяє отримати ранжований ряд, який приведено в порядку зменшення значимості факторів:

$$j_p \rightarrow h_p \rightarrow P_\mu \rightarrow P_q \rightarrow Q_p \rightarrow t_n \rightarrow \eta_0. \quad (7.28)$$

Ітеративне узгодження полягає в пошуку значень локальних параметрів оптимізації, які б задовольняли умовам простору функціональних та параметричних обмежень при одночасному забезпеченні екстремуму функцій цілі за ранжованим рядом (7.28). У відповідності до методики [127] пошук спочатку здійснювався в околицях точки $N=16$ з екстремальним значенням j_p в чотирьохвимірному паралелепіпеді зі сторонами $0,95 \cdot x_j \leq x_j \leq 1,05 \cdot x_j$, де $x_j \in (r_n, D, I_a, \delta_0)$. В результаті зондування простору параметрів оптимізації x_j розраховувалися нові значення критеріїв ряду (7.28), починаючи з h_p в порядку їх значимості. В результаті отримали покращену точку 16' з набором параметрів оптимізації x_j' .

Далі пошук відбувався в околицях точки $N=81$ з екстремальним

значенням демпфування h_p в прямокутнику зі сторонами $0,95 \cdot x_h \leq x_h \leq 1,05 \cdot x_h$, де $x_h \in (\mu, \varphi_k)$, при незмінному наборі параметрів оптимізації x'_j . Аналогічним чином ітерації проводилися за іншими критеріями ряду (7.28) з урахуванням рангу.

В результаті остаточної оптимізації отримали покращену точку N' з набором оптимальних параметрів: $\mu = 0,015$ Па·с; $p_H = 2$ МПа; $D = 0,16$ м; $\delta_0 = 11 \cdot 10^{-6}$ м; $l_{na} = 0,0185$ м, $\varphi_{кр} = 80^\circ$, $m_0 = 10,25$ кг.

В ході математичного моделювання оптимізаційної задачі було встановлено, що значення частот обертання шпинделя в діапазоні від 500 хв^{-1} до 1700 хв^{-1} задовольняють всі критеріальні обмеження. При роботі на більш високих частотах для зменшення втрат потужності необхідно застосовувати малов'язкі робочі рідини, або збільшувати регульоване значення зазору δ_0 .

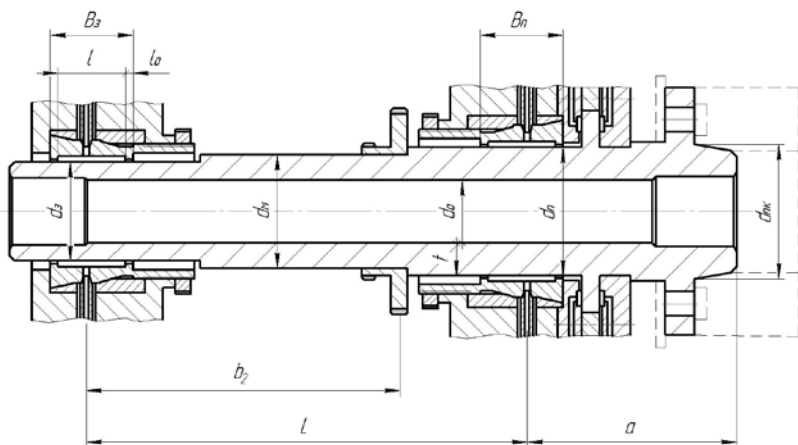
Отримані оптимальні значення параметрів оптимізації використовувалися для подальшого проектування шпиндельного вузла з системою живлення регульованих радіальних ГСО.

7.3 Проектування шпиндельних вузлів на регульованих гідростатичних підшипниках

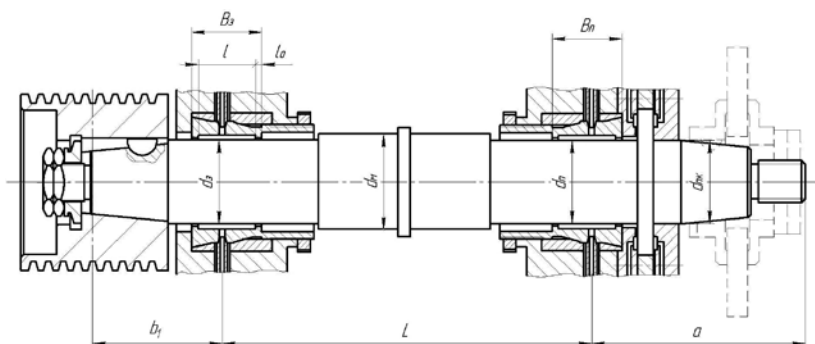
Найбільш поширеного застосування гідростатичне мащення опорних вузлів шпинделя у верстатобудівній галузі набуває стосовно прецизійних верстатів токарної та шліфувальної груп. На рис. 7.22 показані типові конструктивні схеми шпиндельних вузлів верстатів на регульованих ГСО.

На рис. 7.23 приведені узагальнений алгоритм проектування шпиндельних вузлів на регульованих ГСО.

Технічне завдання на проектування шпиндельного вузла повинне містити наступні дані: тип верстата; клас його точності; розмір верстата, що характеризується номером переднього кінця шпинделя за ГОСТ; граничні параметри процесу обробки (найбільшу частоту обертання шпинделя, ефективну потужність, граничну силу різання або крутячий момент); характер зовнішніх навантажень, умови роботи. Також можуть бути висунуті вимоги щодо бажаного типу опор, приводу шпинделя і місця його розташування.



а)



б)

Рисунок 7.22 – Конструктивні схеми шпиндельного вузла токарного верстата а), шліфувального верстата б) на регульованих ГСО

Вибір матеріалу шпинделя та регульованих ГСО.

Вибір матеріалу шпинделя в основному залежить від твердості і зносостійкості його виконавчих поверхонь, основних та допоміжних баз. Шпинделі на ГСО повинні мати високу твердість і шорсткість робочих поверхонь не нижче $Ra\ 0,1 \dots 0,04\ \mu\text{m}$.

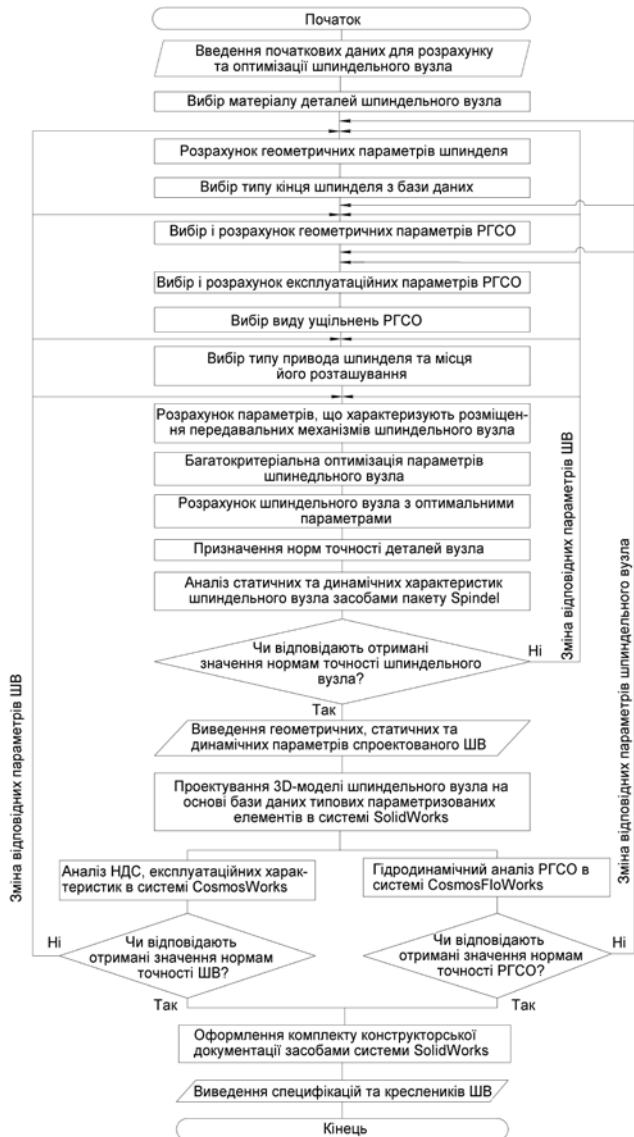


Рисунок 7.23 – Алгоритм проектування шпиндельного вузла на регульованих ГСО: ШВ – шпиндельний вузол; НДС – напружено-деформований стан

Основний метод зміцнення шпинделів – азотування до HRC 63-68 [31]. Рекомендовані в якості матеріалу сталі – нітролої типу 38ХВФЮА, що забезпечують високу стійкість азотованої поверхні проти зношування. Азотовані шпинделі великого діаметру доцільно виконувати зі сталі марки 38ХЮ. Шпинделі відносно невеликого діаметру (до 70...80 мм) виконують з цементованих сталей марок 18ХГТ, 13ХНЗА, 20Х, опорні шийки яких цементують і гартують до твердості HRC 56 – 60.

Пружні гідростатичні втулки зазвичай виготовляють із марганцевих сталей марок 60Г, 65Г. Втулки піддаються об'ємному загартовуванню до температури 690 – 710 °С із забезпеченням твердості HRC 43 – 48 з наступним низьким відпуском.

Тип приводу шпинделя.

Від вибору типу приводу залежать силові та точнісні характеристики шпиндельного вузла. Привод обертання шпинделя є одним з основних джерел збурюючих впливів в прецизійних верстатах. Згідно дослідів [113], домінуючий вплив (80 – 90%) на амплітуду відносних коливань інструмента та заготовки в таких верстатах чинять збурення, що передаються від електродвигуна.

Основним типом передачі в прецизійних верстатах є пасова, що зумовлено простотою конструкції, надійністю, значними крутячими моментами, що передаються, та здатністю певною мірою демпфувати збурюючий вплив електродвигуна. Для прецизійних верстатів з точки зору забезпечення точності обробленої поверхні найбільше поширення в пасових передачах отримали плоскі, зубчасті ремені з розміщенням шківів безпосередньо на шпинделі верстата [31, 113].

Зубчасті передачі, через значні збурення, що передаються шпинделю, зазвичай використовуються у верстатах нормальної точності з частотою обертання до 2000 хв⁻¹.

Як показано в розділі 6, найбільші значення параметрів вібрації шпиндельного вузла мають місце при передачі обертання на шпиндель за допомогою зубчастої муфти привода головного руху верстата. З метою зменшення рівня коливань шпиндельного вузла, збільшення граничного крутячого моменту запропонована муфта зубчаста розвантаженої конструкції [89].

Конструктивно, муфта (рис. 7.24) складається з рухомої зубчастої

обойми 2, напівмуфт 1 та 9 із зубчастими вінцями, встановлених на шпинделі 10, каналів 11, 12 та 13, виконаних у напівмуфті 9, радіального ГСП 5, упорних ГСП 3 та 7, каналів 4 і 6 для підведення рідини до упорних підшипників, повідка 8.

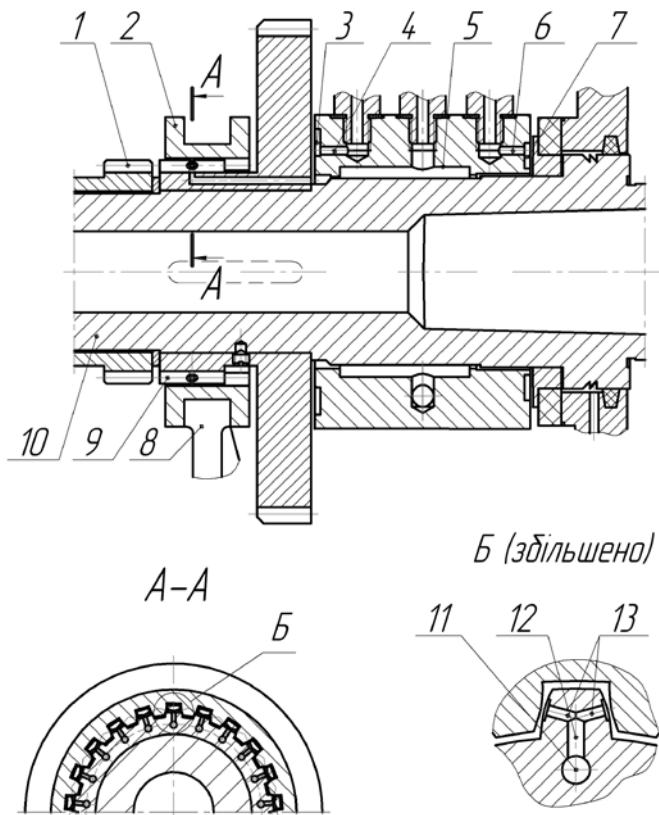


Рисунок 7.24 – Конструкція муфти зубчастої розвантаженої конструкції: 1, 9 – напівмуфти, 2 – рухома зубчаста обойма, 3, 7 – упорні ГСП, 5 – радіальний ГСП, 8 – повідка, 10 – шпиндель, 4, 6, 11, 12, 13 – канали

Обойма 2 має змогу переміщуватися в осьовому напрямку під дією повідка 8. У крайньому лівому положенні зубці обойми 2 знаходяться в зачепленні одночасно із зубцями напівмуфт 1 та 9. При цьому крутячий

момент від електродвигуна через зубчасту муфту передається на шпindel 10 верстата. Для зменшення коливань, виникаючих внаслідок похибок виконання зубчастих вінців обойми 2 та напівмуфт 1 і 9, в середину зубчастої муфти по каналах 11, 12 та 13 підводиться робоча рідина від радіального ГСП передньої опори шпинделя 5.

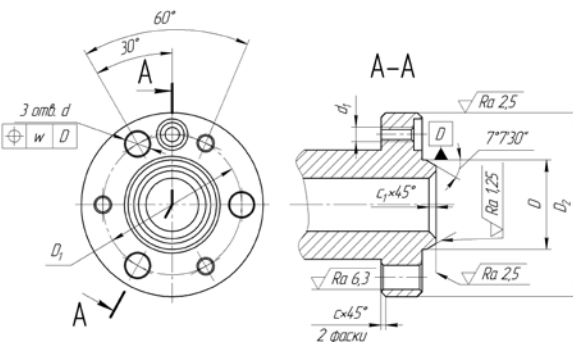

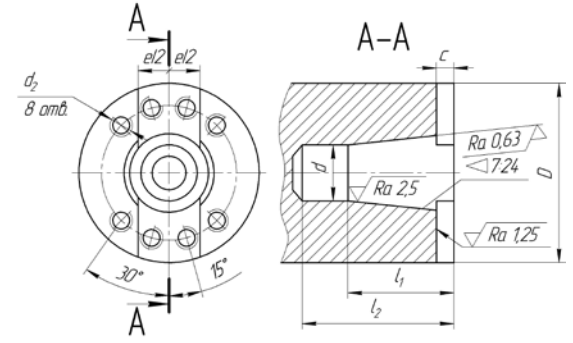

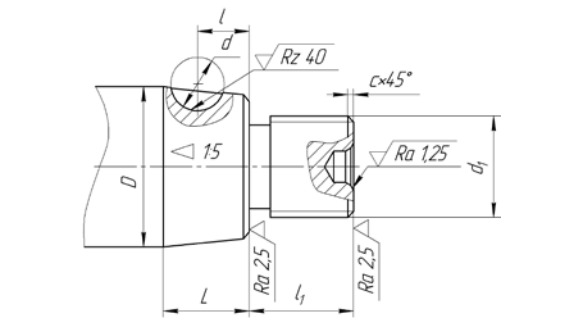

Спільне підведення рідини до радіального та упорних ГСП, призводить до того, що при зростанні осьового навантаження витрата рідини в упорному підшипнику 3 зменшується внаслідок зменшення робочого зазору, а у напівмуфті 9 витрата із карману радіального підшипника 5 залишається постійною. Як наслідок, жорсткість шпинделя в осьовому напрямку є низькою. Для стабілізації витрат робочої рідини в усіх споживачах при різному осьовому навантаженні, а, відповідно, і забезпеченні високої осьової жорсткості шпинделя, упорні підшипники 3 та 7 мають окремі канали 4 і 6 для підведення рідини в підшипники.

Внаслідок виключення металічного контакту між зубцями зубчастої муфти знижується загальний рівень вібрації шпиндельного вузла, що виявляється у зменшенні амплітудних значень динамічної податливості на формах коливань.

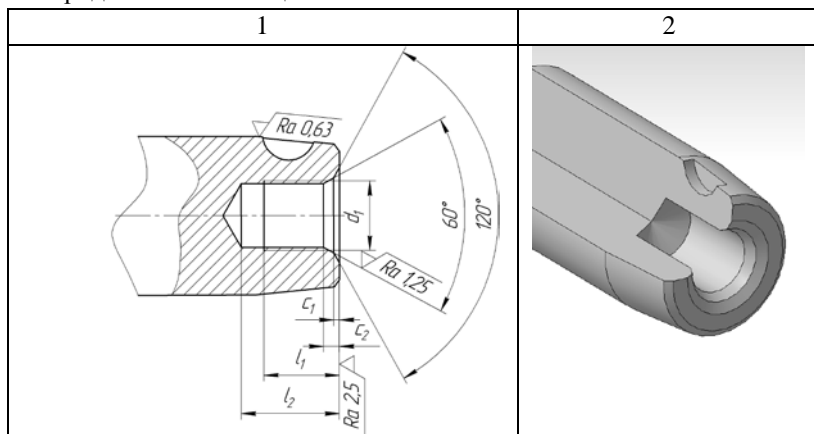
Зменшення рівня вібрації позитивно впливає на підвищення точності форми та зниження шорсткості обробленої поверхні. Крім того, підвищена вібростійкість дає змогу застосувати форсовані режими різання, що в свою чергу підвищує продуктивність механічної обробки. Ще одним позитивним ефектом від зниження рівня вібрації є підвищення стійкості різального інструменту.

Конструктивна форма шпинделя визначається типом і призначенням верстата, вимогами до його точності, умовами роботи шпинделя, способом закріплення заготовки або інструменту, розміщенням елементів привода. Тип кінця шпинделя залежить від виду та габаритів закріплюваного технологічного оснащення або різального інструменту. Основні види кінців шпинделів (згідно ГОСТ 12593-93, ГОСТ 2323-76, ГОСТ 2324-77, ГОСТ 24644-81), що реалізовані в базі даних у вигляді параметризованих 3D моделей, наведені у таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Фрагмент бази даних параметризованих 3D моделей

Конструктивна схема	Параметризована 3D модель
<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> 
	
	

Продовження таблиці 7.2



Ущільнення ГСО. Для реалізації в регульованих шпindelьних ГСО найбільш доцільно використовувати різеві та лабіринтні ущільнення. Ущільнення із застосуванням стисненого повітря призводять до аерації мастила в системі живлення і, як наслідок, до погіршення вихідних характеристик точності шпindelьного вузла. З метою ущільнення високошвидкісних ГСО можливо використання армованих манжет.

Точнісні ознаки є надзвичайно важливими і мають істотний вплив на експлуатаційні характеристики опор, а отже, і вихідні параметри точності обертання шпинделя, надійності роботи всієї системи в цілому. Наприклад, від макро- і мікрогеометрії робочих поверхонь шийок шпинделя та охоплюючи поверхонь підшипника залежить мінімальна величина радіального зазору в опорі, втрати потужності на тертя, несуча здатність, жорсткість опори та ін.

При виготовленні регульованих гідростатичних втулок типу, наведеного на рис. 7.2 повинні бути забезпечені: радіальне биття конічних поясків – до 10 мкм; точність лінійних розмірів опорних поверхонь в межах 7-го квалітету, шорсткість опорної поверхні $Ra \leq 0,32$ мкм; відхилення від круглості та циліндричності опорних поверхонь – до 16 мкм; мінімальна товщина стінки криволінійного профілю 3 мм; шорсткість поверхонь поздовжніх пазів $Ra \leq 0,63$ мкм та точність їх кутового відносного розташування в межах $5'$.

Опорні шийки шпинделя повинні мати: відхилення від круглості,

циліндричності, конусність поверхонь – не більше 1 – 2 мкм; шорсткість $Ra \leq 0,32$ мкм; взаємне биття шийок в межах 1 – 2 мкм; радіальне биття упорного буртика відносно шийок – не більше 10 мкм. Радіальне биття допоміжних баз для встановлення оснащення чи різального інструмента поверхонь, що базують, відносно опорних шийок – не більше 5 мкм.

Важливими питаннями в забезпеченні експлуатаційної надійності є способи підведення мастила (рис. 7.25) до карманів і забезпечення герметичності конструкції.

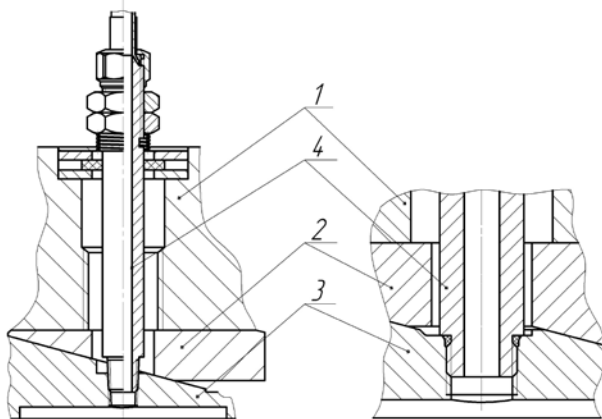


Рисунок 7.25 – Схеми підведення мастила до карману регульованих ГСО

Враховуючи особливості конструкції та робочих процесів в регульованих ГСО, діаметр отворів в корпусі 1 та конічній втулці 2 виконують з урахуванням осьового переміщення гідростатичної втулки 3, в яку загвинчено шуцер 4.

Слід зазначити, що вибір форми кармана для підведення рідини залежить в основному від діапазону частот обертання шпинделя і лімітується втратами потужності на тертя. Для високошвидкісних регульованих ГСО доцільно застосовувати кармани сферичної і точкової форми.

Суттєвий вплив на точність обертання шпинделя чинить тип системи живлення ГСО і здатність її регулювання з метою

забезпечення сталості вихідних характеристик шпindelних опор, що обумовлюється зміною навантаження з боку процесу різання. Як відомо, висока жорсткість, несуча здатність опори в напрямку дії вектора навантаження забезпечується за умови постійності витрат рідини скрізь кармани підшипника.

Широкого поширення для регулювання витратних характеристик ГСО верстатів набула дросельна система. Живлення карманів ГСО відбувається в режимі постійного тиску насосної установки (режимі $p = \text{const}$). Співвідношення між товщиною мастильної плівки, витратними характеристиками, потужністю тертя і жорсткістю опори залежить від типу дроселів.

Для регулювання витрати рідини в ГСО використовуються дроселі в'язкого тертя у вигляді трубок, набору дисків, гвинтової канавки [21]. Регулювання витрат рідини здійснюється зміною довжини каналу дроселя. Загальним недоліком таких дроселів є складність забезпечення рівномірності витрат рідини q_i до карманів опори при налагодженні. Відносна похибка подачі рідини Δq до карману шпindelної опори не повинна перевищувати величини $0,1q_i$ [21].

Основною перевагою дроселів щілинного типу є зручність налагодження. Вони розрізняються способами витікання мастила: в радіальному напрямку, вздовж твірної циліндра паралельно осі, за кільцевою щілиною [21]. Як правило, дроселі щілинного типу виконують у вигляді блоків, які мають можливість синхронного регулювання величини гідравлічного опору для всіх карманів опори і забезпечують похибку подачі рідини $\Delta q \approx 0,025 q_i$ [21]. Основним недоліком цих дроселів є можливість засмічення щілин.

Дроселі в'язкого тертя забезпечують лінійну гідравлічну характеристику (лінійну залежність перепаду тиску на дроселі від витрати рідини).

Дроселі інерційного опору виконують у вигляді діафрагм, жиклерів, голок. Ці дроселі мають нелінійну гідравлічну характеристику, і в порівнянні з дроселями першого типу забезпечують більш високі навантажувальні характеристики та їх незалежність від температури рідини. До недоліків дросельного способу регулювання витратних характеристик слід віднести низький ККД, втрати потужності становлять 60% і більше [123].

Система насос-карман працює з постійною витратою рідини в карманах опори (режим $Q=\text{const}$) незалежно від навантаження, тому забезпечує високу жорсткість і несучу здатність ГСП.

У верстатах систему живлення насос-карман для регулювання витрат рідини використовують у трьох конструктивних виконаннях [123]: з декількома насосами, кількість яких визначається числом карманів опори; з одним багатопоточним насосом; з розподіленням потоків рідини на рівні частини за допомогою подільників потоку насосного або двигунового типу.

Однак система насос-карман не набула широкого використання в шпindelних вузлах верстатів через ряд суттєвих недоліків, а саме: трудомісткість виготовлення та велику вартість; складність забезпечення розрахункових значень тиску в карманах ГСП при коливаннях шпинделя. Окрім того, недоліком режиму $Q=\text{const}$ є залежність характеристик опори від температури робочої рідини.

Для підвищення несучої здатності, жорсткості ГСП у верстатах широкого застосування знаходять системи регулювання витратних характеристик на основі регуляторів. Системи можуть працювати в режимі як $p=\text{const}$, так і $Q=\text{const}$. В роботі [123] відмічається, що при однаковій витраті рідини регулятори золотникового типу забезпечують при роботі в режимі $Q=\text{const}$ в 4 рази більшу жорсткість мастильного шару в порівнянні з режимом $p=\text{const}$.

Регулятори розрізняються за принципом організації каналів зворотного зв'язку (за тиском в карманах, за переміщенням шпинделя) і за конструктивним виконанням регулюючих чутливих елементів (золотникові або мембранні). Канал зворотного зв'язку за переміщенням може бути утворений на основі контактного способу вимірювання переміщення шпинделя або безконтактного.

Золотникові регулятори мають проточну частину в формі кільцевої щілини, яка змінюється в результаті зміщення плунжера в осьовому або радіальному напрямках.

Золотникові регулятори забезпечують винятково високу жорсткість ГСП, особливо в режимі $Q=\text{const}$. До недоліків слід віднести похибки регулювання витратами, внаслідок наявності зони нечутливості коректувальних плунжерів, що в свою чергу обумовлена силами тертя в спряженні „отвір золотника – плунжер”.

Для підвищення чуттєвості системи регулювання знаходять застосування мембранні регулятори, в яких проточна частина має форму плоскої щілини. До недоліків мембранних регуляторів слід віднести появу нестабільності в роботі, обумовлену коливаннями тиску рідини.

Найбільш перспективними з точки зору підвищення точності обертання шпинделя є регулятори зі зворотним зв'язком за переміщенням шпинделя. Така схема керування дозволяє впливати безпосередньо на параметри траєкторії шпинделя, що забезпечує більшу точність позиціонування шпинделя. Застосування каналу зворотного зв'язку за переміщенням шпинделя дозволяє компенсувати похибки обертання шпинделя, обумовлені силовим (моментним) навантаженням, трендом осі шпинделя під дією теплових процесів. Проте вони мають більшу вартість і потребують досить складного налагодження.

Пропонована конструкція регулятора витрат рідини дозволяє автоматизувати процес компенсації витрат рідини в карманах ГСО для підвищення жорсткості шпинделя. Регулятор, що пропонується [87], показаний на рисунку 7.26.

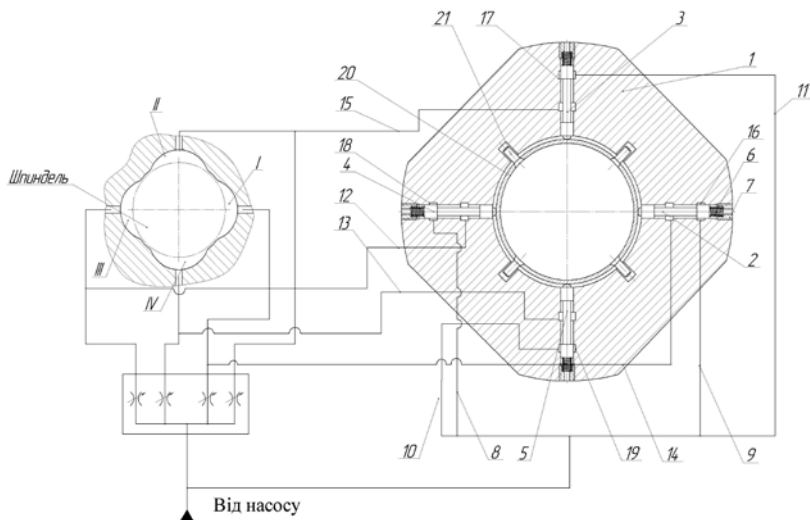


Рисунок 7.26 – Схема регулятора витрат рідини для ГСО: 1 – корпус, 2 – 5 – золотники, 6 – пружина, 7 – гвинт, 8 – 11 – канали для підведення робочої рідини, 12 – 15 – канали для підведення рідини до карманів, 16 – 19 – вікна, 20 – кільце, 21 – штифт

Конструкція складається з корпусу 1, що кріпиться на корпусі шпindelної бабки, золотників 2, 3, 4, 5 які знаходяться в опорах корпусу, що розташовані через 90°. Жорсткість переміщення золотників регулюється за допомогою пружин 6 та гвинтів 7. В корпусі є канали 8, 9, 10, 11 для підведення робочої рідини до вікон 16, 17, 18, 19 від окремого джерела тиску та канали 12, 13, 14, 15 для підведення рідини до карманів I, II, III, IV гідростатичної опори.

Пружинні переміщення шпинделя під навантаженням з боку процесу різання сприймаються кільцем 20 із зазором, яке є проміжною ланкою між шпинделем і золотниками, і використовується для зменшення ударних навантажень на золотники. Кільце фіксується в пазах корпусу регулятора 1 за допомогою чотирьох штифтів 21.

На контактну поверхню кільця (між кільцем і шпинделем) наноситься полікристалічне надтверде покриття на основі кубічного нітриду бору (КНБ) типу кибориту, композиту 10 (гексаніт Р), яке має дрібнозернисту структуру та більш високі експлуатаційні властивості в умовах ударних навантажень.

Для підвищення твердості та зносостійкості бігової доріжки, виконаної по головці шпинделя використовується зносостійке захисне покриття, напилення системи Ni – Cr – B – Si, з матеріалом покриття ПС – 12НВК – 01 з твердістю HRC 57 – 64.

Робота регулятора полягає в наступному.

При механічній обробці під навантаженням з боку процесу різання вісь обертання шпинделя зміщується відносно геометричної осі підшипника під дією зовнішніх сил, при цьому шпindel через кільце 20 діє на контактні поверхні золотників. Золотник, жорсткість переміщення якого регулюється пружиною 6 та гвинтом 7, переміщується, відкриваючи при цьому вікно підведення рідини і з'єднуючи цей канал з каналом для підведення рідини до карманів ГСП, таким чином здійснюючи компенсацію витрат рідини в карманах. Величини компенсації тисків залежить від величини відкриття вікна каналу підведення рідини, яка в свою чергу залежить від величини переміщення шпинделя в певному напрямку.

Для підвищення ефективності розглянутих вище систем регулювання у верстатах знаходять застосування різноманітні комбіновані системи регулювання витратних характеристик.

Наприклад, більш навантажені і відповідальні кармани мають систему, що складається з насоса і регулятора, а інші кармани – дросельну систему живлення. В результаті поєднання регуляторів і дроселів значно підвищується несуча здатність ГСП, а використання дроселів дозволяє спростити систему живлення [21].

Становлять інтерес підшипники із взаємнооберненим щільним дроселюванням. Вони мають підвищені вантажопідйомність і жорсткість мастильного шару, однак, як показують досліди [27], у порівнянні з опорами з дросельним регулюванням витрат при однакових перепадах тиску зазначені підшипники витрачають в 2 – 2,5 рази більше робочої рідини.

Результати досліджень [21] доводять, що ГСП з комбінованою системою регулювання мають більшу податливість (\approx на 30%) ніж опори з паралельним встановленням регуляторів витрат рідини в окремих гілках живлення карманів.

Вочевидь найбільш перспективним є застосування адаптивних систем регулювання витрат рідини. Це дозволяє збільшити надійність системи, покращити відведення теплоти із зони тертя ковзання, розширити швидкісні межі використання ГСП, підвищити показники несучої здатності та жорсткості опор.

З метою підвищення енергоефективності запропонована нова адаптивна система регулювання витрат рідини (рис. 7.27).

Підвищення енергоефективності досягається тим що, живлення підшипника в гідростатичному та гідродинамічному режимах мащення забезпечують гідроакумулятором 10, а подачу рідини до карманів підшипника здійснюють безступінчасто залежно від режимів робочого або холостого ходу обладнання та частоти обертання шпинделя.

Робоча рідина з баку подається насосною установкою по магістралі через зворотній клапан 1 до гідроакумулятора та розподільвача потоку рідини 2, після чого магістраль розгалужується на k гілок живлення (на рис. 7.27 показано в якості прикладу 5 гілок живлення) до кожного з k карманів ГСП. З карманів підшипника робоча рідина надходить до зливного гідравлічного баку.

Живлення підшипника здійснюється гідроакумулятором 10, через регульовані пропорційні клапани витрат рідини 3 – 7, встановлені в кожній гілці живлення карманів, а насосна установка при цьому

вимкнута. При зниженні тиску у системі до деякого заздалегідь встановленого критичного значення реле тиску 11 подає сигнал до електричного блоку керування електродвигуном БК1, котрий вмикає насосну установку для одночасного живлення підшипника та наповнення ємності гідроакумулятора 10 до необхідного тиску. Для підвищення надійності гідроакумулятора призначений розвантажувальний блок 9, який у разі критичного підвищення тиску в гідроакумуляторі переливає надлишок рідини до баку.

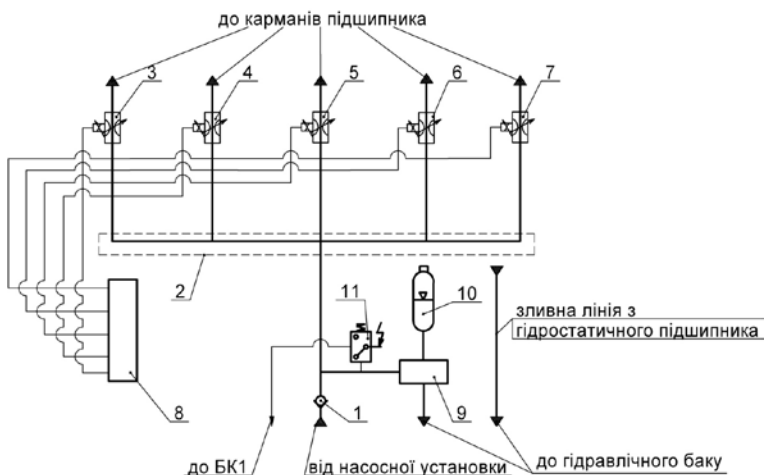


Рисунок 7.27 – Принципова схема живлення гідростатичного підшипника з адаптивною системою регулювання витрат рідини:

- 1 – зворотній клапан, 2 – розподільвач потоку рідини,
3 – 7 – пропорційні клапани витрат рідини, 8 – мікропроцесорний блок керування, 9 – розвантажувальний блок, 10 – гідроакумулятор,
11 – реле тиску, БК1 – блок керування електродвигуном

Регульовані пропорційні клапани витрат рідини 3 – 7 попередньо налагоджені на мінімально необхідну пропускну здатність. Залежно від режимів робочого або холостого ходу обладнання та частоти обертання ротора мікропроцесорний блок керування 8 за програмою визначає необхідну витрату мастила у кармани підшипника та надсилає сигнал до регульованих клапанів витрат рідини 3 – 7, які безступінчато змінюють свою пропускну здатність пропорційно до вхідного сигналу.

При роботі підшипника в гідростатичному режимі мащення пропускна здатність регульованих клапанів витрат рідини 3 – 7 програмно змінюється залежно від частоти обертання ротора, що задається мікропроцесорним блоком керування 8 з додатковим адаптивним регулятором. При перевищенні швидкості обертання ротора деякого граничного значення, що задається програмно, мікропроцесорний блок керування 8 припиняє подачу робочої рідини до n карманів підшипника шляхом перекривання відповідних пропорційних клапанів витрат рідини. При цьому мащення підшипника здійснюється у гідродинамічному режимі. Це дозволяє зменшити гідравлічну потужність, створювану насосною установкою або гідроакумулятором 10, та відповідно зменшити енергоспоживання системою живлення підшипника.

З метою охолодження підшипника при роботі на високих швидкостях ковзання робоча рідина надходить до $(k-n)$ карманів підшипника.

При зменшенні швидкості обертання ротора нижче попередньо встановленого граничного значення мікропроцесорний блок керування 8 шляхом регулювання клапанами 3 – 6 відновлює подачу робочої рідини до всіх карманів підшипника. Система переходить до гідростатичного режиму мащення.

Під час роботи технологічного обладнання на холостому ході, подача робочої рідини до k карманів підшипника зменшується до мінімального значення, що забезпечується шляхом зміни пропускної здатності пропорційних клапанів витрат адаптивним регулятором, що апаратно реалізований в блоці 8.

Робоча рідина в опорі повинна забезпечувати низький коефіцієнт тертя задля зменшення енергетичних втрат, відводити тепло із зони тертя, підвищувати зносостійкість деталей, захищати елементи проточних частин гідроапаратури від корозії. В прецизійних верстатах в якості робочого середовища систем живлення шпindelьних ГСО використовуються малов'язкі мастила (велосіт, вазелінове, I-5A та ін.) Знаходять застосування синтетичні мастила, які практично не змінюють в'язкість при значних коливаннях температури. Вода завдяки малому коефіцієнту динамічної в'язкості використовується у високошвидкісних шпindelьних вузлах. Фільтрація робочої рідини повинна забезпечувати розмір твердих часток не більше $(0,25 \dots 0,3) \cdot \delta_{0\min}$, де $\delta_{0\min}$ – мінімальна

величина регульованого радіального зазору в опорі.

Вибір основних розмірів при проектуванні шпиндельного вузла починається, в першу чергу, з діаметра переднього кінця шийки шпинделя під передню опору d_n (див. рис. 7.22), діапазон можливих значень якого обмежується мінімальною припустимою товщиною стінки шпинделя та вимогами щодо швидкохідності та жорсткості вузла [70]:

$$\frac{(d_n - d_o)}{2} > t_{\min},$$

де d_o – діаметр отвору шпинделя, що визначається з конструктивних міркувань (з врахуванням діаметра прутка чи розмірів затискного механізму); t_{\min} – мінімальна товщина стінки шпинделя.

В першому наближенні можна керуватись формулою [107]:

$$d_n = \frac{d_{пк}}{1,0 \dots 1,2},$$

де $d_{пк}$ – діаметр переднього кінця шпинделя.

Уточнюючою обставиною при виборі цього параметра є нормалізований ряд діаметрів.

Довжина a консольної частини шпинделя обумовлюється приєднуваням до шпинделя технологічним оснащенням. З точки зору забезпечення високої жорсткості при механічній обробці величину a слід мінімізувати.

Міжопорну відстань L обирають з урахуванням габаритних розмірів шпиндельного вузла за рекомендаціями [70] у вигляді: $L_{\min} \leq L \leq L_{\max}$, де $L_{\min} = 2,5 \cdot a$; $L_{\max} = 4 \cdot d_n$.

Діаметр шийки вала під задню опору d_3 , діаметр міжопорної частини шпинделя d_m , довжини опор B_n та B_3 можуть бути обчислені за наступними формулами [113]:

$$d_3 = (0,8 \dots 0,9)d_n, \quad d_m = (d_n + d_3)0,5, \quad B_{n,3} = (0,8 \dots 1,4)d_{n,3}.$$

Далі визначаються параметри регульованих ГСО шпинделя.

В якості прикладу далі буде наведено методику вибору конструктивних параметрів регульованих ГСО для підшипника,

наведеного на рис. 7.1. Вибір конструктивних параметрів для інших конструкцій регульованих ГСО – подібний.

Величина регульованого статичного зазору δ_0 залежить від багатьох факторів (див. підрозділ 5.1) та, зазвичай, приймається у діапазоні 30 – 50 мкм. Задаються кількістю карманів n_k опор, що залежить від характеру навантажень на шпиндель і зазвичай становить від 3 до 6. Обчислюються геометричні параметри пружної гідростатичної втулки (рис. 7.28) за залежностями:

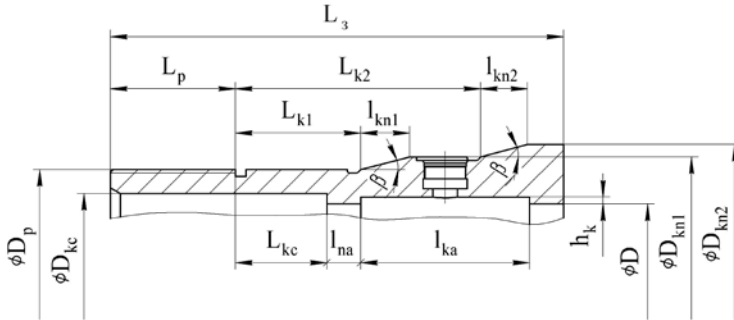
$$\begin{aligned} l_{ka} &= (0,8 \dots 0,9) B_{п,з}, & l_{na} &= (0,1 \dots 0,2) l_{ka}, & l_{\tau} &= (0,05 \dots 0,15) l_{ka}, \\ h_k &= 50 \cdot \delta_{0\max}, & l_{kn1} &= k_{kn1} \cdot l_{ka}, & l_{kn2} &= k_{kn2} \cdot l_{ka}, \\ L_{k1} &= k_{kc1} \cdot L_{kc}, & L_{k2} &= (L_{kc} + l_{na}) + k_{kc2} \cdot l_{ka}, \\ D_{kn1} &= D_p + l_{kn1} \cdot \operatorname{tg}\beta, & D_{kn2} &= D_{kn1} + l_{kn2} \cdot \operatorname{tg}\beta, \end{aligned} \quad (7.29)$$

де l_{τ} – довжина тангенціальної перемички; h_k – глибина карману; L_{kc} , D_{kc} – довжина та діаметр консольної частини втулки; l_{kn1} , l_{kn2} , L_{k1} , L_{k2} , D_{kn1} , D_{kn2} – довжини (l), лінійні (L) та діаметральні (D) розміри розташування конічних поясків; L_p , D_p – довжина та діаметр різевої ділянки втулки; $k_{kn1}=0,3 \div 0,35$ (більші значення коефіцієнту приймаються при $L_{kc} < 40$ мм); $k_{kn2}=0,22 \div 0,25$ (більші значення коефіцієнту приймаються при $L_{kc} < 70$ мм); $k_{kc1}=0,9 \div 1$ (менші значення коефіцієнту приймаються при $L_{kc} < 40$ мм); $k_{kc2}=0,65 \div 0,7$ (менші значення коефіцієнту приймаються при $L_{kc} > 70$ мм).

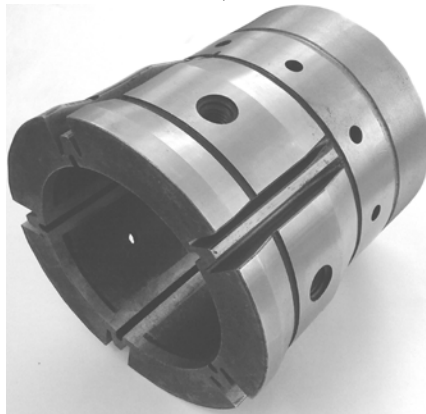
Розміри L_3 , D_p , D_{kc} визначаються габаритними та приєднуваними розмірами опорного вузла шпинделя. Величину L_p доцільно приймати в межах 30 – 40 мм. Діаметр D опорної частини гідростатичної втулки визначається з урахуванням діаметра опорної шийки шпинделя та необхідності забезпечення посадки в спряженні опорних поверхонь ГСП з гарантованим зазором $\delta_{0\max}$.

Кутовий розмір карману $\varphi_{кт}$ (в тангенціальному напрямку опори) залежить від кількості карманів n_k , кутового розміру тангенціальної перемички φ_{τ} та наявності (або відсутності) дренажних канавок. З метою забезпечення реверсу опори у початкове положення (відповідає

зазору $\delta_{0\max}$) кут конічних поясків β повинен бути більше кута тертя в спряженні „конічна втулка – гідростатична втулка”. За рекомендаціями роботи [41] значення кута β становить 15° .



а)



б)

Рисунок 7.28 – Основні геометричні параметри а) та загальний вигляд б) пружної гідростатичної втулки

Після етапів оптимізації параметрів шпиндельного вузла потрібно визначити його норми точності. Вихідні дані для встановлення норм точності містяться, як правило, в технічному завданні на проектування вузла. Норми точності на шпиндельний вузол, деталі вузла призначаються після ретельного аналізу їх службового призначення. Технічні вимоги та норми точності фактично є результатом послідовного перетворення кількісних та якісних показників

службового призначення шпindelного вузла в показники розмірних зв'язків його виконавчих поверхонь. Підходи до вирішення поставленої задачі широко висвітлені в літературі [18, 58, 148].

Методика аналізу статичних, динамічних характеристик шпindelного вузла докладно розглянута в розділах 4, 5 роботи.

Розглянемо основні етапи створення 3D моделі шпindelного вузла верстата.

Основна ідея полягає у використанні елементно-орієнтованого підходу до конструювання шпindelного вузла на основі параметризованих 3D моделей деталей, конструктивних елементів, що входять до шпindelного вузла. Використання параметризованих моделей, оформлених у вигляді баз даних типових елементів, дозволяє швидко створювати 3D складання шпindelного вузла на регульованих ГСО широкої номенклатури типорозмірів. Відмічений підхід дозволяє істотно скоротити терміни технічної підготовки виробництва одночасно із забезпеченням високої якості проектних робіт.

Методику 3D моделювання шпindelного вузла розглянемо на прикладі передньої регульованої радіальної опори шпинделя торцекурглошліфувального верстата. Вихідними даними для моделювання є попередньо встановлені технічні вимоги, норми точності з набором оптимальних параметрів.

Спочатку необхідно визначитися з керуючими і керованими розмірами вузла передньої опори. В якості керуючих запропоновано використання лінійних розмірів: діаметра D опорної поверхні втулки, довжин L_{kc} , l_{ka} та L_z (див. рис. 7.28). Зазначені розміри гідростатичної втулки визначаються з урахуванням попередньо отриманих оптимальних параметрів D , l_{na} , δ_0 регульованої опори.

Побудова оптимальної конструкції гідростатичної втулки відбувається редагуванням відповідних параметричних розмірів формуютьуючих ескізів (рис. 7.29) типової 3D моделі втулки засобами CAD системи SolidWorks.

За новими значеннями керуючих розмірів D , L_{kc} , l_{ka} , L_z відбувається перебудова твердотільної геометрії гідростатичної втулки. Це здійснюється на основі реалізації формул (7.29), що визначають геометрію втулки, в параметричних співвідношеннях між елементами 3D моделі гідростатичної втулки (рис. 7.30).

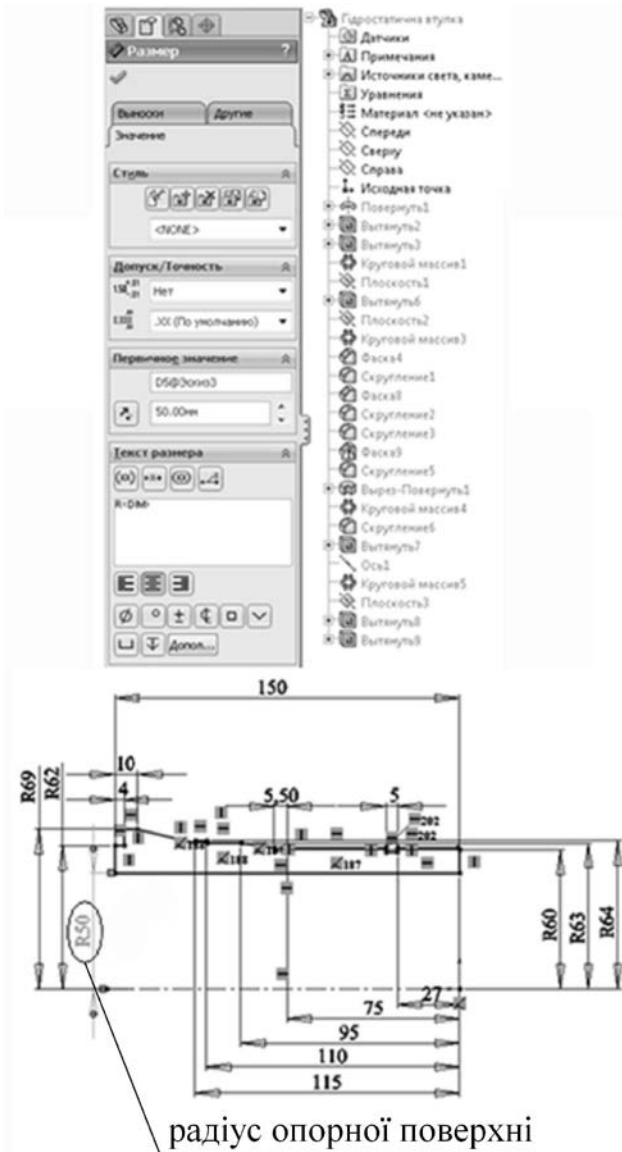


Рисунок 7.29 – Редагування керуючого розміру діаметра опорної поверхні 3D моделі гідростатичної втулки в системі SolidWorks

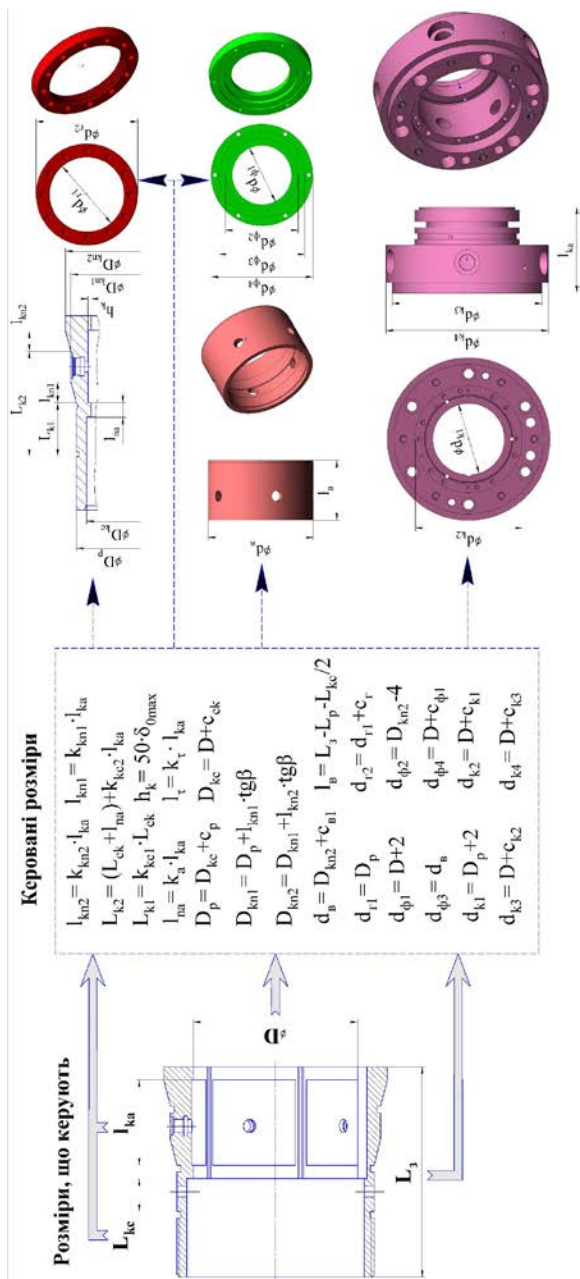


Рисунок 7.30 – До формування параметричних співвідношень вузла передньої регульованої ГСО шпинделя

Автоматична перебудова вузла передньої опори відбувається за рахунок наявності геометричних взаємозв'язків між елементами складання вузла. Ці взаємозв'язки попередньо формуються за допомогою накладання спряжень на елементи вузла, що визначають положення зазначених елементів в просторі.

За розглянутою методикою здійснюється конструювання інших елементів (деталей) шпиндельного вузла. Результатом виконання даного етапу є 3D складання шпиндельного вузла (рис. 7.31), що є основою для подальшого аналізу засобами САЕ систем CosmosWorks/CosmosFloWorks.

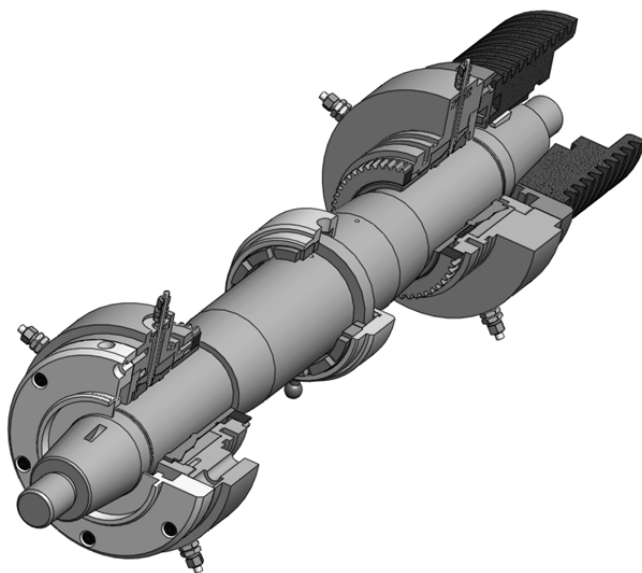


Рисунок 7.31 – 3D модель складання шпиндельного вузла круглошліфувального верстата на регульованих радіальних ГСО

Розробка комплекту конструкторської документації відбувається шляхом створення асоціативних специфікацій, складальних креслеників та креслеників деталей шпиндельного вузла засобами автоматизації 2D моделювання SolidWorks. Асоціативність передбачає формування двонаправленого зв'язку між 3D і 2D моделями, що полегшує та прискорює проектні процедури, пов'язані з внесенням змін в конструкцію шпиндельного вузла.

7.4 Технологічні засоби підвищення точності регульованих гідростатичних підшипників

Одними з найважливіших параметрів, що визначають експлуатаційні властивості опор є точність форми і розмірів спряжених опорних поверхонь підшипника, які безпосередньо впливають на розміри та форму радіального зазору та істотно впливають на витратні характеристики опор, несучу здатність, жорсткість [64] та вихідну точність обертання шпинделя [21, 144].

Точність форми опорних поверхонь підшипників ковзання залежить від конструкції та технології їх виготовлення. При остаточному шліфуванні деталей ГСО на опорних поверхнях підшипника формуються відхилення від круглості в його поперечному перетині [144, 154]. Причому, для шпинделя найбільшого значення набуває овальність, для гідростатичної втулки характерна похибка з кількістю хвиль до шести [144]. В роботі [155] встановлено закономірності формування похибок форми опорної поверхні регульованої гідростатичної втулки [91] та відмічено, що огранювання контуру опорної поверхні втулки з числом граней 3 та 5 пояснюється явищем технологічної спадковості технологічних баз та конструктивних форм відповідно. Огранювання з трьома гранями виникає внаслідок деформації втулки з боку кулачків трикулачкового самоцентрівного патрону, який використовувався при остаточній обробці опорної поверхні втулки. Огранювання з п'ятьма гранями формується внаслідок спадкування конструктивної форми втулки, що налічує п'ять груп поздовжніх пазів. При обробці ділянки втулки, утворені переривчастим профілем опорної поверхні, деформуються майже окремо, що обумовлює виникнення огранювання з 5-ма гранями.

Аналіз наведених в роботах [21, 108, 113, 144] даних про точність радіальних шпиндельних ГСП свідчить, що похибки форми опорних поверхонь втулки гідростатичного підшипника в 3-5 разів перевищують відповідні значення похибок опорної шийки шпинделя. Тому ефективним напрямком підвищення точності регульованих опор шпинделя є пошук конструктивних та технологічних шляхів зменшення впливу технологічної спадковості на точність форми опорної поверхні гідростатичної втулки.

При закріпленні заготовки гідростатичної втулки в трикулачковому самоцентрівному патроні на операціях токарної обробки та внутрішнього шліфування, вона деформується і приймає форму, показано на рис. 7.32, а.

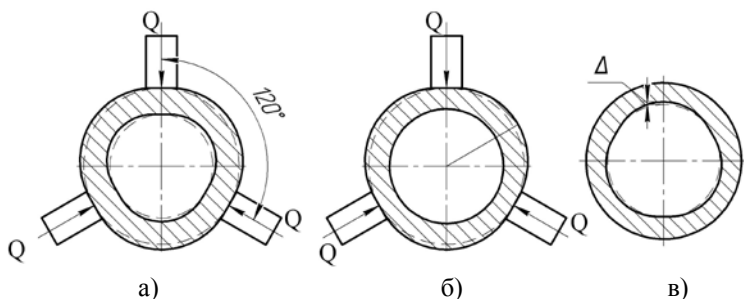


Рисунок 7.32 – Схема виникнення похибки форми отвору втулки:
 а) – профіль втулки до обробки після прикладання зусилля затиску Q , б) - профіль втулки з прикладеним зусиллям затиску Q після обробки, в) – профіль втулки після зняття зусилля затиску

Після виконання технологічних переходів обробки оброблена поверхня до зняття зусилля затиску зберігає точність форми, забезпечену технологічними можливостями способу обробки (рис. 7.32, б). Після видалення гідростатичної втулки з патрону форма зовнішньої поверхні втулки пружно повертається в початковий стан, а внутрішня поверхня спотворюється набуваючи тригранності (рис. 7.32, в), яка власне і є наслідком використання трикулачкового патрону.

Професором Корсаковим В.С. [56] встановлено, що огранювання оброблюваного отвору втулки відповідає кількості затискних елементів розташованих на її зовнішній поверхні, збільшення кількості яких призводить до зменшення похибки геометричної форми отвору втулки.

На основі аналізу технологічних можливостей існуючих засобів технологічного оснащення [8, 19, 75, 172, 174, 175] та способів обробки отворів [17, 40, 43, 74, 84, 170, 175, 181], в таблиці 7.3 систематизовано і показано можливості технологічних способів обробки та конструкцій затискних пристроїв щодо забезпечення точності отвору гідростатичної втулки. На перетині рядків і стовпців таблиці 7.3 зазначені сумарні похибки обробки, зумовлені застосуванням певної пари методу обробки та затискного пристрою.

Таблиця 7.3 – Комбінації технологічних заходів забезпечення точності обробки отворів

Метод обробки (досяжна точність)	Затискний пристрій (точність)	3-кулачковий патрон ($\omega \geq 0,100$ мм)	3-кулачковий патрон (з 6-ма точками контакту) ($\omega \geq 0,015$ мм)	6-кулачковий патрон ($\omega \geq 0,015$ мм)	6-кулачковий патрон (з 12-ма точками контакту) ($\omega \geq 0,010$ мм)	Цанговий патрон ($\omega \geq 0,010$ мм)	Патрон з тарілчастими пружинами ($\omega \geq 0,005$ мм)	Патрон з гідропластом ($\omega \geq 0,010$ мм)	Роликовий патрон ($\omega \geq 0,005$ мм)
Розточування ($\omega = 0,015$ мм)		0,115	0,030	0,030	0,025	0,025	0,020	0,025	0,020
Протягування ($\omega = 0,022$ мм)		---	---	---	---	---	---	---	---
Внутрішнє шліфування ($\omega = 0,015$ мм)		0,115	0,030	0,030	0,025	0,025	0,020	0,025	0,020
Притирання ($\omega = 0,010$ мм)		0,110	0,025	0,025	0,020	0,020	0,015	0,020	0,015
Хонінгування ($\omega = 0,015$ мм)		0,115	0,030	0,030	0,025	0,025	0,020	0,025	0,020
Полірування ($\omega = 0,010$ мм)		0,110	0,025	0,025	0,020	0,020	0,015	0,020	0,015
Розкочування ($\omega = 0,035$ мм)		0,135	0,050	0,050	0,045	0,045	0,040	0,045	0,040
Калібрування ($\omega = 0,022$ мм)		0,122	0,037	0,037	0,032	0,032	0,027	0,032	0,027
Вигладжування ($\omega = 0,015$ мм)		0,115	0,030	0,030	0,025	0,025	0,020	0,025	0,020

Аналізуючи комбінації технологічних методів обробки та затискних пристроїв, можна відзначити 4 комбінації технологічних засобів, результатом застосування яких буде найменша похибка отвору гідростатичної втулки (виділені в таблиці 7.3 затемненням).

Враховуючи вплив технологічної спадковості на кінцеву точність обробленої поверхні, доцільним є аналіз впливу затискних пристроїв на точність отвору гідростатичної втулки на попередніх перед поліруванням операціях обробки, зокрема при внутрішньому шліфуванні.

Для аналізу зміни форми отвору гідростатичної втулки під дією зусилля затиску при застосуванні різних затискних пристроїв застосовано вбудований модуль Simulation програмного продукту SolidWorks Premium 2012. Для цього спочатку згідно [83] здійснено розрахунок сили різання при внутрішньому шліфуванні, а згідно [19] розрахунок необхідної сили затиску в патроні.

За результатами розрахунків встановлено, що сила різання при шліфуванні складає $P_{\text{шліф}} = 54,5 \text{ Н}$, а необхідна величина зусилля затиску в трикулачковому самоцентрівному патроні становить $P_3 = 1275 \text{ Н}$. Відповідно одним кулачком патрона розвиватиметься зусилля: $Q = 1275 / 3 = 425 \text{ Н}$.

На рис. 7.33 приведено епюри переміщень точок опорної поверхні гідростатичної втулки при закріпленні в трикулачковому патроні. Найбільше переміщення опорної поверхні гідростатичної втулки при такому закріпленні складає 2,53 мкм в місцях дії зусиль від окремих кулачків. Форма деформованого отвору має огранювання з 3-ма та 5-ма гранями, що повністю відповідає результатам дослідження приведеним в роботах [155, 154].

Принципові схеми затиску гідростатичної втулки із застосуванням токарного патрона з тарілчастими пружинами (рис. 7.34, а) та роликового патрона (рис. 7.34, б) принципово не відрізняються. Тому, для визначення переміщень опорної поверхні втулки при затиску в кожному з них проведемо один розрахунок в САЕ системі SolidWorks Simulation. В результаті моделювання схеми закріплення (рис. 7.35) встановлено, що найбільше переміщення складає 0,247 мкм по поверхні, що контактує з роликами (роликовий патрон) або з тонкостінною частиною корпусу (патрон з тарілчастими пружинами).

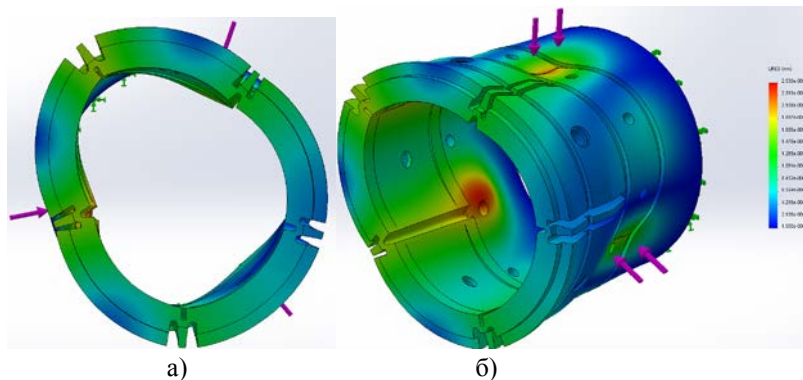


Рисунок 7.33 – Епюри переміщень точок опорної поверхні гідростатичної втулки при закріпленні в трикулачковому самоцентрівному патроні: а) – огранювання контуру опорної поверхні втулки при закріпленні, б) – загальний вид епюри переміщень опорної поверхні втулки

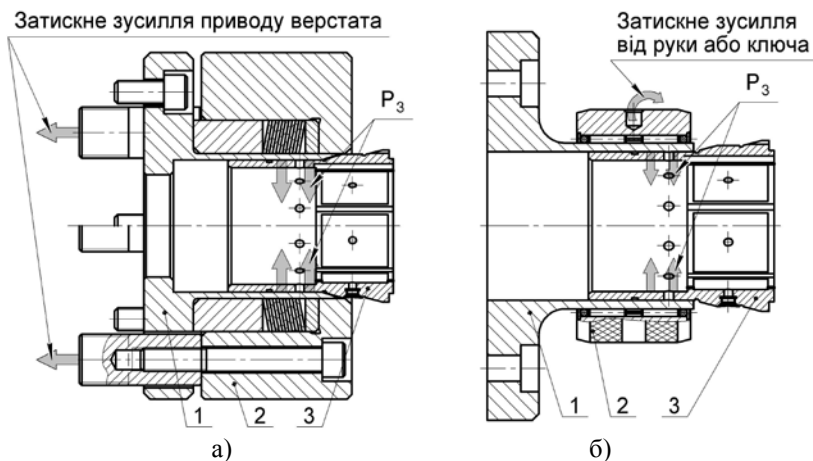


Рисунок 7.34 – Загальний вид схем закріплення гідростатичної втулки в патроні з тарілчастими пружинами а) та в роликовому патроні б): 1 – корпус, 2 – обойма, 3 – гідростатична втулка

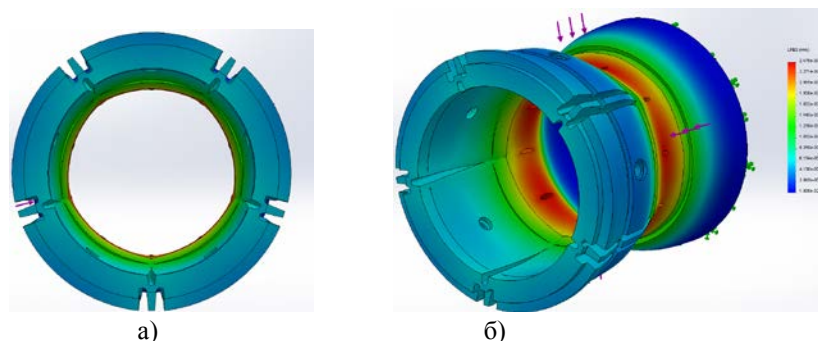


Рисунок 7.35 – Епюри переміщень точок опорної поверхні гідростатичної втулки при закріпленні в роликівому патроні (або в патроні з тарілчастими пружинами): а) – ограновання контуру опорної поверхні втулки при закріпленні, б) – загальний вид епюри переміщень опорної поверхні втулки

Отже, застосування роликівого патрона або патрона з тарілчастими пружинами дозволить зменшити у 10 разів похибку закріплення порівняно з використанням трикулачкового самоцентрівного патрона. Це позитивно позначиться на точності форми опорної поверхні гідростатичної втулки, а відповідно і на витратних характеристиках опори, несучій здатності, жорсткості та точності обертання шпинделя.

Розглянуті конструкції роликівого патрона та патрона з тарілчастими пружинами, як засобів підвищення точності геометричної форми опорної поверхні пружної гідростатичної втулки, мають спільні недоліки: низький показник фондівдачі при одиничному типі виробництва, а також низьку жорсткість закріплення опорної частини гідростатичної втулки, конструкція якої є м'якою внаслідок наявності 5-ти груп поздовжніх криволінійних пазів. В такому випадку, навіть забезпечивши зменшення впливу зусилля затиску на точність форми опорних поверхонь, уникнути похибок форми зумовлених конструктивними особливостями гідростатичної втулки не можливо. Тому пропонується розглянути інший спосіб забезпечення точності опорної поверхні втулки, який не потребує великих капіталовкладень та забезпечує жорстке закріплення опорної частини втулки з криволінійними поздовжніми пазами: обробка втулки в зборі з корпусом із затиском у трикулачковому самоцентрівному патроні (рис. 7.36).

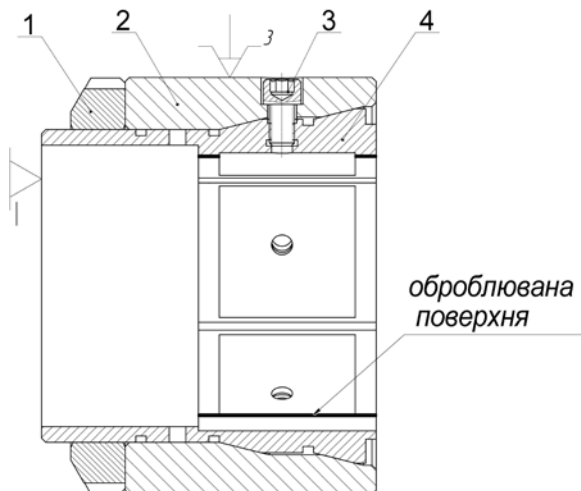


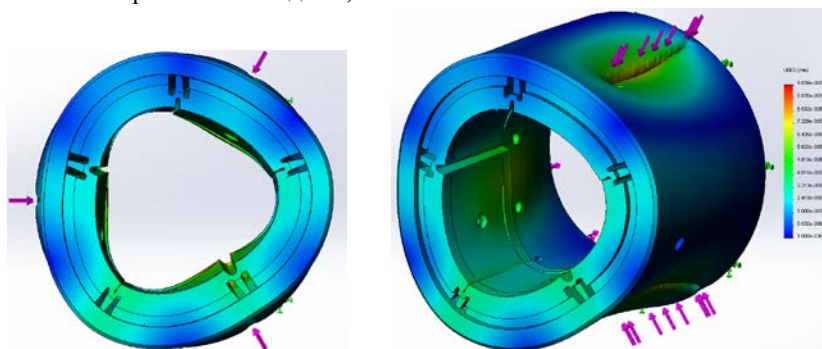
Рисунок 7.36 – Схема закріплення гідростатичної втулки в зборі з корпусом в трикулачковому патроні: 1 – гайка натяжна, 2 – корпус, 3 – гвинт, 4 – гідростатична втулка

Після встановлення гідростатичної втулки 4 з попередньо обробленими зовнішніми конічними поясками в отвір корпусу 2 із суміщенням радіальних отворів під гвинти 3 здійснюють загвинчення гайки 1 на різевий кінець втулки до упора в корпус для створення попереднього натягу. Потім остаточно втулка фіксується гвинтами 3, які загвинчують в різеві отвори гідростатичної втулки під штуцера. Таким чином забезпечиться жорстке закріплення опорної частини втулки.

Натяг в з'єднанні корпус-втулка необхідний для деформації пружної втулки з метою зменшення діаметра отвору, що дозволить після обробки отримати розмір отвору, що відповідає мінімальному значенню зазору в опорі при експлуатації. Таким чином після фінішної обробки опорна поверхня гідростатичної втулки в стиснутому стані, який відповідає мінімальному значенню радіального зазору у регульованій опорі, матиме мінімальне відхилення від круглості в поперечному і конусності в поздовжньому напрямку. При максимальному значенні радіального зазору похибки форми отвору втулки нівелюються за рахунок демпфуючих властивостей мастильного

шару, а при мінімальному радіальному зазорі геометричні похибки форми втулки можуть становити до половини його величини, внаслідок чого погіршаться експлуатаційні характеристики опори [144]. Запропонований спосіб затиску втулки дозволить: збільшити її радіальну жорсткість при обробці, що в свою чергу призведе до зменшення деформації втулки при затисканні та уникнути консольного закріплення втулки, властивого попередньо розглянутим способами закріплення, що дозволить підвищити точність її опорної поверхні.

Для визначення переміщень опорної поверхні отвору втулки при обробці в зборі з корпусом та закріпленні в трикулачковому самоцентрівному патроні здійснено розрахунок в САЕ системі SolidWorks Simulation з навантаженнями, аналогічними попереднім розрахункам (рисунок 7.37). В результаті встановлено, що найбільше переміщення точок опорної поверхні гідростатичної втулки при такому способі закріплення складає 0,096 мкм.



а)

б)

Рисунок 7.37 – Епюри переміщень точок опорної поверхні гідростатичної втулки при закріпленні в зборі з корпусом в трикулачковому патроні: а) – огранювання контуру опорної поверхні втулки при закріпленні, б) – загальний вид епюри переміщень опорної поверхні втулки

Фактично визначені переміщення опорної поверхні гідростатичної втулки характеризують похибку закріплення - складову похибки встановлення заготовки, яка входить до похибки обробки [18, 56].

Якщо в першому наближенні застосувати дані, наведені в монографії [144] та вважати, що відхилення від круглості опорної поверхні гідростатичної втулки обробленої із застосуванням трикулачкового патрона становить $T_{кр}^B = 10 \mu\text{м}$, то можна стверджувати, що запропонований спосіб закріплення пружної гідростатичної втулки керованої опори практично повністю виключає похибку закріплення, знизивши її частку в похибці форми втулки з 25% до $\approx 1\%$.

Результати визначення переміщень опорної поверхні гідростатичної втулки при різних способах закріплення систематизовано в таблиці 7.4.

Таблиця 7.4 – Порівняння використання патронів різної конструкцій

Тип конструкції патрона	Максимальне переміщення опорної поверхні отвору втулки, мкм
Трикулачковий самоцентрівний	2,53
Роликовий	0,247
З тарілчастими пружинами	0,247
Трикулачковий самоцентрівний (обробка в зборі з корпусом)	0,096

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Авдулов, А. Н. Контроль и оценка круглости деталей машин [Текст] / А. Н. Авдулов – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 176 с.
2. Адаптивное управление станками [Текст] : монография / [Б. М. Базров и др.] ; под ред. Б. С. Балакшина. - М. : Машиностроение, 1973. – 688 с.
3. Алиев, Т.А. Экспериментальный анализ [Текст] / Т.А. Алиев. – М.: Машиностроение, 1991. – 272 с.
4. Алямовский А.А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
5. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006-2007. Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский. – М.: ДМК, 2007. – 784 с.
6. Анализатор спектра вибрации 795М. Руководство по эксплуатации. – Николаев: ЧП «Контекст», 2003. – 52 с.
7. Андерсон, Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. Т.2 [Текст] / Д. Андерсон, Д. Таннехилл, Р. Плетчер; пер с англ. С.В. Сенина, Е.Ю. Шальмана. – М.: Мир, 1990. – 392 с.
8. Андреев, Г.Н. Проектирование технологической оснастки машиностроительного производства: учебное пособие для машиностроит. специальностей вузов. [Текст] / Андреев Г.Н., Новиков В.Ю., Схиртладзе А.Г.; под ред. Ю.М.Соломенцева. – 2-е изд. испр. - М.: Высшая школа, 1999. – 415с.
9. Ансеров, М.А. Приспособления для металлорежущих станков [Текст] / М.А. Ансеров, изд. 4-е испр. и доп. – Л.: Машиностроение, 1975. – 656 с.
10. Антипенский, Р.В. Разработка моделей случайных сигналов [Текст] / Р.В. Антипенский // Компоненты и технологии, 2007. – № 11. – С.146–151.
11. Артеменко Н.П. Расчет динамических характеристик радиальных сегментных гидростатических подшипников / Н.П. Артеменко, А.И. Чайка // Исследование гидростатических опор и уплотнений двигателей летательных аппаратов. – 1986. – С. 26 – 32.
12. Базров, Б.М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков [Текст] / Б. М. Базров – М.: Машиностроение, 1978. – 216с.
13. Бахвалов, Н.С. Численные методы [Текст] / [Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков, Г.М.Кобельков.] – М.: Наука, 1987. – 600 с.

14. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.
15. Белоусов, А.И. Устойчивость движения роторов на гидростатических подшипниках [Текст] / А.И. Белоусов, Ю.А. Равикович // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. – 1977. – Вып. 4. – С. 51 – 58.
16. Бобров, В.Ф. Влияние угла наклона главной режущей кромки инструмента на процесс резания металлов [Текст] / В.Ф. Бобров. – М. : Машгиз, 1962. – 152 с.
17. Бондаренко, С.Г. Технології механоскладального виробництва [Текст] / С.Г.Бондаренко. – Ніжин: ТОВ “Видавництво “Аспект-Поліграф”, 2008. – 358 с.
18. Бондаренко, С.Г. Основи технології машинобудування : навч. посібник. [Текст] / С.Г. Бондаренко. – Львів : «Магнолія 2006», 2007. – 500 с.
19. Боровик, А.І. Технологічна оснастка механоскладального виробництва: Підручник. [Текст] / А. І. Боровик – К.: „Кондор”, 2008. – 726с.
20. Бургиц, А. Г. Устойчивость движения валов в подшипниках жидкостного трения [Текст] / А. Г. Бургиц, Г. А. Завьялов. – М.: Машиностроение, 1964. – 148 с.
21. Бушуев, В. В. Гидростатическая смазка в станках [Текст] / В. В. Бушуев. – М.: Машиностроение, 1989. – 176 с.
22. Вибрации в технике / [кол. авторов]; под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с. – (Колебания машин, конструкций и их элементов; т.3).
23. Вибрации в технике/ [кол. авторов]; под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с. – (Защита от вибрации и ударов; т.6).
24. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов [Текст] / [Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков]. – М.: Наука, 1984. – 119 с.
25. Воскресенский В.А. Расчет и проектирование опор жидкостного трения [Текст] / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков, А.З. Зиле. – М.: Машиностроение, 1983. – 232 с.
26. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов [Текст] / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
27. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин [Текст] / [Н.П. Артеменко, А.И.Чайка, В.Н. Доценко и др.]; под ред. Н.П. Артеменко. – Х.: Основа, 1991. – 197 с.

28. Григоренко, Я.М. Обчислювальні методи в задачах прикладної математики [Текст] / Я. М. Григоренко, Н.Д. Панкратова. – К.: Либідь, 1995. – 280 с.
29. Данильченко Ю.М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика) [Текст] / Ю.М. Данильченко, Ю.М. Кузнецов. – Тернопіль – Київ, Економічна думка, 2003. – 344 с.
30. Датчик динамического давления Вт-206. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Чернигов: ООО «Рапид», 2005. – 39 с.
31. Детали и механизмы металлорежущих станков [Текст] / [Каминская В.В., Левина З.М. и др]; под ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 519 с. – (Шпиндели и их опоры, механизмы и детали приводов; т. 2).
32. Дмитрієнко, О.В. Поліпшення характеристик гідравлічних пасивних гасителів пульсацій у гідроагрегатах шляхом визначення їх раціональних параметрів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Дмитрієнко Ольга Вячеславівна. – Харків, 2005. – 199 с.
33. Добрынин, С.А. Методы автоматизированного исследования вибрации машин: справочник [Текст] / С.А. Добрынин, М.С. Фельдман, Г.И. Фирсов. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
34. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения (ISO 1101-83, ISO 5459-81): ГОСТ 24642-81. – [Действ. от 1981-07-01]. – М.: Госстандарт, 1981. – 65 с.
35. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения: ГОСТ 24643– 81. – [Действ. от 1981-07-01]. – М.: Госстандарт, 1988. – 14 с.
36. Дума, Р.К. Зажимные приспособления с использованием гидропластмассы [Текст]/ Р. К. Дума. – М.: Машгиз. – 1951. – 98 с.
37. Душинский, В.В. Оптимизация технологических процессов в машиностроении [Текст] / В. В. Душинский, Е. С. Пуховский, С. Г. Радченко. – К.: Техника, 1977. – 176 с.
38. Елизаров, А.С. Электрорадиоизмерения [Текст] / А. С. Елизаров. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 320 с.
39. Жарков, И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом [Текст] / И. Г. Жарков. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 179 с.
40. Жуков Э.Л. Технология машиностроения : в 2-х кн. : учеб. пособ. для студ. вузов по напр. "Технология, оборуд. и автоматиз. машиностр. производств" и др.[Текст] / [Э. Л. Жуков и др.] ; под ред. С. Л. Мурашкина. – Кн.2 Производство деталей машин. – М.: Высшая школа, 2003. – 295 с.

41. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием. Часть II. Конструкции, расчеты и исследования зажимных механизмов [Текст] / [Кузнецов Ю. Н., Волошин В. Н., Неделчева П. М., Эль-Дахаби Ф.В.]; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС», 2010. – 466 с.
42. Зайцев, Г. Ф. Теория автоматического управления и регулирования [Текст] / Г.Ф. Зайцев. – К.: Вища школа, 1989. – 431 с.
43. Захаркін, О.У. Технологічні основи машинобудування (основні способи обробки поверхонь та сучасні Т-системи для їх реалізації): навчальний посібник [Текст] / О.У. Захаркін.– Суми: Вид-во СумДУ, 2009. – 137 с.
44. Ивович, В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем [Текст] / В.А. Ивович. – М.: Машиностроение, 1981. – 183 с.
45. Ингерг, Г.Х. Динамическая жесткость незамкнутой гидростатической опоры с дроссельным регулированием [Текст] / Г.Х. Ингерг, Б.Г. Лурье, Г.И. Айзеншток // Станки и инструмент. – 1973. – №4. – С. 10 – 14.
46. Ингерг, Г. Х. Динамические характеристики гидростатических опор / Г. Х. Ингерг, Б. Г. Лурье // Станки и инструмент. – 1972. – №9. – С. 5 – 7.
47. Ингерг, Г.Х. Переходные процессы в гидростатических опорах [Текст] / Г.Х. Ингерг // Станки и инструмент. – 1986. – №5. – С. 24 – 25.
48. Камерон, А. Теория смазки в инженерном деле [Текст] / А. Камерон. – М.: Машиностроение, 1962. – 296 с.
49. Кацев, П. Г. Статистические методы исследования режущего инструмента [Текст] / П. Г. Кацев. – М.: Машиностроение, 1968. – 156 с.
50. Кедров С. С. Колебания металлорежущих станков [Текст] / С. С. Кедров. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
51. Кельзон А. С. Динамика роторов в упругих опорах / А. С. Кельзон, Ю. П. Циманский, В. И. Яковлев. – М.: Наука, 1982. – 280 с.
52. Кенио Т. Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления [Текст] / Т. Кенио. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 200 с.
53. Ким Д.П. Теория автоматического управления. Многомерные, нелинейные, опти-мальные и адаптивные системы. Т. 2 [Текст] / Д.П. Ким. – М.: Физматлит, 2004. – 464 с.
54. Клапан расхода QVHZO-TES-PS-10/3/Z. Паспорт. Руководство по эксплуатации. – М.: ООО «Гидростанок», 2010. – 10 с.
55. Ковальов, В.Д. Основи теорії розрахунку та проектування гідравлічних опорних вузлів верстатного устаткування: дис. ...доктора техн. наук: 05.03.01 [Текст] / Віктор Дмитрович Ковальов. – К.: НТУУ „КПІ”, 2001. – 424 с.

56. Кован, В. М. Основы технологии машиностроения: учебник для вузов [Текст] / [В. М. Кован, В. С. Корсаков, А. Г. Косилова]; под ред. В. С. Корсакова – 3-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1977. – 416 с.
57. Козочкин, М. П. Виброакустическая диагностика технологических процессов [Текст] / М. П. Козочкин. – М.: ИКФ «Каталог», 2005. – 196 с.
58. Колесов, И.М. Основы технологии машиностроения: учеб. для маш. спец. вузов [Текст] / И.М. Колесов. – М.: Высш. шк., 2001. – 591 с.
59. Колкер, Я. Д. Математический анализ точности механической обработки деталей [Текст] / Я. Д. Колкер. – К.: Техника, 1976. – 200 с.
60. Коннор, Д. Метод конечных элементов в механике жидкости [Текст] / Д. Коннор, К. Бреббия. – Л.: Судостроение, 1979. – 264 с.
61. Коритыцкий, Я. И. Исследования динамики и конструкций высокопроизводительных веретен текстильных машин [Текст] / Я. И. Коритыцкий. – М.: Машиностроение, 1963. – 643 с.
62. Коробейников, А. Ф. Динамические характеристики замкнутой гидростатической опоры с отрицательной податливостью [Текст] / А. Ф. Коробейников // Опоры скольжения с внешним источником давления. Сб. статей под ред. С. Н. Шатохина. – 1977. – Вып. 2. – С. 99 – 110.
63. Коробочкин, Б. Л. Динамика гидравлических систем станков [Текст] / Б. Л. Коробочкин. – М.: Машиностроение, 1976. – 240 с.
64. Коровчинский, М.В. Прикладная теория подшипников жидкостного трения [Текст] / М. В. Коровчинский. – М.: МиС, 1954. – 186 с.
65. Кудинов, В. А. Динамика станков [Текст] / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
66. Кузнецов, Ю. М. Теорія розв'язання творчих задач [Текст] / Ю. М. Кузнецов. – К.: ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗИС», 2003. – 294 с.
67. Купер, Д. Вероятностные методы анализа сигналов и систем [Текст] / Д. Купер, К. Макгиллем; пер. с англ. Е. М. Липовецкого. – М.: Мир, 1989. – 376 с.
68. Лазарев, А. Г. Автоколебания при резании металлов [Текст] / А. Г. Лазарев. – М.: Высшая школа, 1971. – 243 с.
69. Левина, З. М. Контактная жесткость машин [Текст] / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
70. Левина, З. М. Расчёты при автоматизированном проектировании шпиндельных узлов [Текст] / З. М. Левина, А. М. Астафьев // Станки и инструмент. – 1981. – №6. – С. 4 – 8.

71. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1978. – 736 с.
72. Лунд, Й. Разработка понятия динамических коэффициентов радиальных подшипников жидкостного трения [Текст] / Й. Лунд // Проблемы трения и смазки. – 1976. – №1. – С. 242–256.
73. Львовский, Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул [Текст] / Е. Н. Львовский. – М.: Высш. школа, 1982. – 224 с.
74. Матвеев, В. В. Размерный анализ технологических процессов [Текст] / [В. В. Матвеев, М. М. Тверской, Ф. И. Бойков и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.
75. Микитянский, В. В. Точность приспособлений в машиностроении [Текст] / В. В. Микитянский – М.: Машиностроение, 1984. – 128 с.
76. Моделирование и управление движениями формообразования при механической обработке [Текст] / [В. Г. Митрофанов, А. В. Капитанов, А. Н. Кравцов, Д. Е. Искра]; под общ. ред. Ю. М. Соломенцева. – Ирбит: Оникс, 2011. – 239 с.
77. Мэнли, Р. Анализ и обработка записей колебаний [Текст] / Р. Мэнли. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.
78. Невельсон, М. С. Автоматическое управление точностью обработки на металлорежущих станках [Текст] / М. С. Невельсон. – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
79. Никитин, Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов [Текст] / Г. А. Никитин. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.
80. Опоры скольжения с газовой смазкой [Текст] / [В. П. Жедь, М. Д. Шишеев и др.]; под ред. С. А. Шейнберга. – М.: Машиностроение, 1979. – 336 с.
81. Орликов, М. Л. Динамика станков [Текст] / М. Л. Орликов. – К.: Выща школа, 1989. – 272 с.
82. Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення: ДСТУ 2498-94. – [Чинний від 1995–07–01]. – Київ.: Держстандарт України, 1994. – 112 с.
83. Основы теории резания материалов: учебник [для высш. учебн. заведений] [Текст] / [Мазур Н. П., Внуков Ю. Н., Грабченко А. И. и др.]; под общ. ред. Н. П. Мазура и А. И. Грабченко. – 2-е изд., пер. и доп. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2013. – 534 с.
84. Панов, А. А. Обработка металлов резанием. Справочник технолога [Текст] / [Панов А. А., Аникин В. В., Бойм Н. Г. и др.]. – М.: Машиностроение, 2004. – 784 с.

85. Пасов, Г. В. Елементи математичних теорій моделювання технічних систем. Навчальний посібник [Текст] / Г. В. Пасов, О. М. Чередніков. – Чернігів: ЧДТУ, 2008. – 344 с.
86. Паспорт на пьезоэлектрический датчик ускорения KD-38. – Dresden: «Veb Metra Meb und Frequenztechnik», 1982. – 2 с.
87. Пат. 77639 UA, МПК F16C 32/06. Регулятор жорсткості гідростатичних опор / Струтинський В. Б., Сахно Є.Ю., Федориненко Д. Ю., Бойко С.В.; заявник і патентовласник Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”. – № a200512380; заявл. 22.12.2005; опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12.
88. Пат. 82425 UA, МПК F16C 27/00, F16C 33/04. Спосіб регулювання зазору в гідростатичному підшипнику / Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В., Волик В.С.; заявник і патентовласник Чернігівський державний технологічний університет. - № a200607254; заявл. 30.06.2006; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.
89. Пат. 86588 UA, МПК F16D 23/02. Муфта зубчаста / Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Волик В.С.; заявник і патентовласник Чернігівський державний технологічний університет. – № a200512229; заявл. 19.12.2005; опубл. 12.05.2009, Бюл. № 9.
90. Пат. 90579 UA, МПК F15B 9/00. Електрогідравлічний привод керування зазором в гідростатичній опорі / Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В., Волик В.С.; заявник і патентовласник Чернігівський державний технологічний університет. – № a200810426; заявл. 15.08.2008; опубл. 11.05.2010, Бюл. № 9.
91. Пат. 97685 UA, МПК F16C 32/06. Регульований радіальний гідростатичний підшипник / Струтинський В.Б., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В.; заявник і патентовласник Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”. – № a201003534; заявл. 26.03.2010; опубл. 12.03.2012, Бюл. № 5.
92. Патент України на корисну модель 87488 UA, МПК F16C 32/06. Регульований радіальний гідростатичний підшипник / Федориненко Д.Ю., Сапон С.П., Бойко С.В.; заявник і патентовласник Чернігівський державний технологічний університет. – № u201310003; заявл. 12.08.2013; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 3.
93. Патент України на корисну модель 89288 UA, МПК F16C 32/06. Регульований радіальний гідростатодинамічний підшипник / Федориненко Д.Ю., Сапон С.П., Хабібуліна А.М.; заявник і патентовласник Чернігівський національний технологічний університет. – № u201314341; заявл. 09.12.2013; опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7.

94. Патент України на корисну модель 92940 UA, МПК F16C 32/06. Регульований сегментний гідростатичний підшипник / Федориненко Д. Ю., Сапон С. П., Ярмолук В. В., Бойко С. В.; заявник і патентовласник Чернігівський національний технологічний університет. – № u201403769; заявл. 10.04.2014; опубл. 10.09.2014, Бюл. № 17.
95. Патент України на корисну модель 104015 UA, МПК F16C 32/06. Регульований радіальний сегментний гідростатичний підшипник / Сапон С. П., Цеков Б. В., Федориненко Д. Ю., Бойко С. В.; заявник і патентовласник Чернігівський національний технологічний університет. – № u 201506272; заявл. 25.06.2015; опубл. 12.01.2016, Бюл. № 1.
96. Передачи зубчатые цилиндрические мелко модульные. Допуски: ГОСТ 9178-81. – [Действ. от 1982-01-01]. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 39 с.
97. Петраков, Ю. В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням [Текст] / Ю. В. Петраков. – К.: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.
98. Петров, Н. А. Состояние и перспективы развития шпиндельных узлов металлорежущих станков [Текст] / Н. А. Петров. – М.: ВНИИТЭМР, 1988. – 44 с.
99. Плотников А.Л. Обеспечение надежности определения режимов лезвийной обработки для автоматизированного станочного оборудования на основе оперативной информации о свойствах инструмента и детали: дисс. ...докт. техн. наук: спец. 05.03.01 [Текст] / Александр Леонтьевич Плотников. – Саратов, 2001. – 314с.
100. Повх, И. Л. Техническая гидромеханика [Текст] / И. Л. Повх. – К.: Техніка, 1969. – 524 с.
101. Подшипники скольжения [Текст] / [Н. Типей, В. Н. Константинеску и др.]; под ред. Н. Типей. – Бухарест: АН РНР, 1964. – 458 с.
102. Позняк, Э. Л. Нелинейные колебания роторов на подшипниках скольжения [Текст] / Э. Л. Позняк // Динамика гибких роторов. – М.: Наука, 1972. – С. 3–26.
103. Позняк, Э. Л. Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и критические скорости высокоскоростных роторов [Текст] / Э. Л. Позняк // Колебания валов на масляной пленке. – 1968. – С. 10–38.
104. Поляков, А. Н. Автоматизированная система поиска и принятия решений по обеспечению теплоустойчивости металлорежущих станков [Текст]: дис. ...докт. техн. наук: спец. 05.13.06 / Александр Николаевич Поляков. – Оренбург, 2004. – 494 с.

105. Пономарев К. К. Расчет элементов конструкций с применением электронных цифровых вычислительных машин [Текст] / К. К. Пономарев. – М.: Машиностроение, 1972. – 424 с.
106. Попович М. Г. Теорія автоматичного керування [Текст] / М. Г. Попович, О. В. Ковальчук. – К.: Либідь, 1997. – 544 с.
107. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник в 3-х т. Т. 1. Проектирование станков [Текст] / [А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполлонов и др.]; под общ. ред. А. С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1994. – 444 с.
108. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник в 3-х т. Т.2. ч.1 Расчет и конструирование узлов и элементов станков [Текст] / [А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполлонов и др.]; под общ. ред. А. С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им.Н.Э.Баумана: Машиностроение, 1995. – 371с.
109. Проников, А. С. Параметрическая надежность машин [Текст] / А. С. Проников. – М.: МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2002. – 559 с.
110. Проников, А. С. Программный метод испытания металлорежущих станков [Текст]/ А. С. Проников. – М.: Машиностроение, 1985. – 288 с.
111. Прохоров, С. А. Математическое описание и моделирование случайных процессов [Текст] /С. А. Прохоров. – Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2001. – 209 с.
112. Пуш, А. В. Повышение точности шпиндельных узлов на гидростатических опорах [Текст] /А. В. Пуш // Станки и инструмент. – 1978. – №5. – С. 14–16.
113. Пуш, А. В. Шпиндельные узлы: качество и надежность [Текст] / А. В. Пуш. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
114. Пуш, А. В. Шпиндельные узлы. Проектирование и исследование: монография [Текст] / А. В. Пуш, И. А. Зверев. – М.: Станкин, 2000. – 197 с.
115. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів [Текст] / [Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, В.С. Волик]. – Ніжин: ТОВ “Видавництво”Аспект-Поліграф”, 2009. – 172 с.
116. Решетов, Д.Н. Точность металлорежущих станков [Текст] / Д.Н.Решетов, В.Т. Портман. – М: Машиностроение, 1986. – 336 с.
117. Роде С. Термоупругодинамический анализ плоского подшипника скольжения конечной длины [Текст] / С. Роде, Э. Гун Бин // Проблемы трения и смазки. Труды американского общества инженеров-механиков. – 1975. – №53. – С. 120 – 132.

118. Розенберг А. М. Влияние главного угла в плане на главную составляющую силы резания [Электронный ресурс] / А. М. Розенберг // Известия Томского политехнического института / Томский политехнический институт – Изд-во ТПИ: , 1957. – Т. 85. – С. 224 – 229.
119. Савин, Л. А. Моделирование роторных систем с подшипниками жидкостного трения [Текст] / Л. А. Савин, О. В. Соломин. – М.: Машиностроение, 2006. – 444 с.
120. Самарский, А. А. Введение в численные методы [Текст] / А. А. Самарский. – М.: Наука, 1987. – 288 с.
121. Самарский, А. А. Методы решения сеточных уравнений [Текст] / А. А. Самарский, Е. С. Николаев. – М.: Наука, 1978. – 654 с.
122. Санкин, Ю. Н. Динамика несущих систем металлорежущих станков [Текст] / Ю. Н. Санкин. – М.: Машиностроение, 1986. – 96 с.
123. Сахно, Ю. А. Многопоточные гидравлические делители [Текст] / Ю. А. Сахно. – М.: Машиностроение, 1988. – 160 с.
124. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы. Справочник. [Текст] / Свешников В. К., Усов А. А. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
125. Селезнева, В. В. Связь параметров траектории оси шпинделя с показателями качества детали [Текст] / В. В. Селезнева // Станки и инструмент. – 1985. – № 1. – С. 8 – 10.
126. Сергиенко, А. Б. Цифровая обработка сигналов [Текст] / А. Б. Сергиенко. – СПб.: Питер, 2002. – 608 с.
127. Соболев, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с.
128. Соболев, И. М. Многомерные квадратные формулы и функции Хаара [Текст] / И. М. Соболев. – М.: Наука, 1969. – 288 с.
129. Соболев И. М. Численные методы Монте-Карло. [Текст] / И. М. Соболев – М.: Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», 1973. – 312 с.
130. Сопротивление материалов деформированию и разрушению [Текст] / [Красовский А.Я., Покровский В. В. и др.]; под ред. В.В. Трошенко. – К.: Наукова думка, 2004. – 701 с. – (Справочное пособие; т. 2).
131. Справочник технолога-машиностроителя : в 2-х т. [Текст] / под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. Т.2 / [Ю. А. Абрамов и др.]. – М.: Машиностроение, 1985 – 495с.

132. Станки круглошлифовальные. Основные параметры и размеры. Нормы точности: ГОСТ 11654-90. – [Действ. от 1990-04-11]. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 36 с.
133. Станки металлорежущие. Образцы-изделия для проверки точности обработки. Общие технические требования: ГОСТ 25443-82. – [Действ. от 1982-09-09] – М.: Издательство стандартов, 1983. – 5 с.
134. Станки металлорежущие. Общие требования к испытаниям на точность: ГОСТ 8–82. – [Действ. от 1983-07-01] – М.: Издательство стандартов, 1983. – 11 с.
135. Станки металлорежущие. Схемы и способы измерений геометрических параметров: ГОСТ 22267-76. – [Действ. от 1988-01-01]. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 141 с.
136. Станки токарно-винторезные и токарные. Основные размеры. Нормы точности: ГОСТ 18097-93. – [Действ. от 1996-07-01]. – М.: Издательство стандартов, 2005. – 24 с.
137. Станок торцевкруглошлифовальный модели ЗТ161. Руководство к станку. – Х.: ХСЗ, 1968. – 80 с.
138. Степнов, М. Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник. [Текст] / М. Н. Степнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
139. Струтинський, В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки [Текст] / В. Б. Струтинський. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
140. Струтинський, В. Б. Математичне моделювання металорізальних верстатів [Текст] / В. Б. Струтинський, П. П. Мельничук. – Житомир: ЖІТІ, 2002. – 572 с.
141. Струтинський, В. Б. Визначення параметрів динамічної точності шпindelної групи токарного верстата/ В. Б. Струтинський, В. Є. Перфілов, І. А. Рибачок//Наукові нотатки: міжвуз. збірник. (за галузями знань "Машинобудування та металообробка", "Інженерна механіка", "Металургія та матеріалознавство. – Луцьк: ЛНТУ, 2009.– №25(2). – С. 255 – 264.
142. Струтинський, В. Б. Диференціальні параметри поля просторового прецесійного переміщення пружної осі шпindelя [Текст] / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. – 2011. – № 63. – С. 152 – 156
143. Струтинський, В. Б. Комплексна математична модель детермінованих та стохастичних динамічних процесів у технічних системах [Текст] / В. Б. Струтинський // Вісник НТУУ „КПІ“. Машинобудування. – 1998. – № 33. – С. 115 – 135.

144. Струтинський, В. Б. Статистична динаміка шпindelьних вузлів на гідростатичних опорах: монографія [Текст] / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко. – Ніжин: ТОВ „Видавництво „Аспект-Поліграф”, 2011. – 464 с.
145. Талантов, Н.В. Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента [Текст] / Н.В.Талантов. – М.: Машиностроение, 1992. – 240 с.
146. Теория автоматического управления: нелинейные системы управления при случайных воздействиях [Текст] / [Нетушил А. В., Балтрушевич А. В. и др.]; под ред. А. В. Нетушила. – М.: Высшая школа, 1983. – 432 с.
147. Термометр ТМ. Техническое описание. – Чернигов: ООО «Рапид», 2005. – 10 с.
148. Технология машиностроения (специальная часть) [Текст] / [А. А. Гусев, Е. Р. Ковальчук, И. М. Колесов и др.]. – М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.
149. Тихомиров, В. Б. Планирование и анализ эксперимента [Текст] / В. Б. Тихомиров. – Москва: Лёгкая индустрия, 1974. – 262 с.
150. Тодер, И. А. Крупногабаритные гидростатодинамические подшипники [Текст] / И. А. Тодер, Г. И. Тарабаев. – М.: Машиностроение, 1976. – 199 с.
151. Тондл, А. Динамика роторов турбогенераторов [Текст] / А. Тондл. – Л.: Энергия, 1971. – 387 с.
152. Триангуляционные лазерные датчики. Серия РФ603. Руководство по эксплуатации. – Мн.: ООО «РИФТЭК», 2011. – 46 с.
153. Устройства и элементы систем автоматического регулирования и управления. Техническая кибернетика. Книга 3. Исполнительные устройства и сервомеханизмы / [Бирюков П. В., Боровков А. Г. и др.]; под ред. В. В. Солодовникова. – М.: Машиностроение, 1976. – 735 с.
154. Федориненко, Д. Ю. Аналіз точності опорної поверхні регульованого гідростатичного підшипника [Текст] / Д. Ю. Федориненко, А. А. Урліна // Науковий вісник ДДМА. – 2013. – № 1(11Е). – С. 116 – 121.
155. Федориненко, Д. Ю. Вплив технологічної спадковості на точність регульованих шпindelьних гідростатичних опор [Текст] / Д. Ю. Федориненко, С. П. Сапон, С. В. Бойко // Технологічні комплекси. – 2012. – № 1,2 (5,6). – С. 176 – 182.

156. Федориненко, Д. Ю. Методика дослідження параметрів точності регульованої гідростатичної втулки шпindelного підшипника [Текст] / Д. Ю. Федориненко, О. А. Плівак, С. В. Майданюк // Вісник Чернігівського державного технологічного університету (серія технічні науки). – 2012. – №3(59). – С. 87 – 93.
157. Федориненко, Д.Ю. Удосконалення приводу коректуючих мас системи автоматичного балансування роторів технологічних машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03 [Текст] / Дмитро Юрійович Федориненко. – Вінниця, 2001. – 166 с.
158. Хемминг, Р. Численные методы для научных работников и инженеров / Р. Хемминг. – М.: Наука, 1972. – 400 с.
159. Хильчевский, В. В. Рассеяние энергии при циклическом деформировании материалов в сложном напряженном состоянии [Текст] / В. В. Хильчевский, В. Г. Дубенец. – К.: Вища школа, 1981. – 168 с.
160. Цибуля, С.Д. Протикорозійний захист елементів гідростатичної опори шпindelя металорізального верстату [Текст] / Цибуля С. Д., Федориненко Д.Ю., Костенко І.А., Буяльська Н.П. // Эффективность реализации научного, ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях: материалы 11 междунар. пром. конф., 10-14 фев. 2011 г. – К., 2011. – С. 217 – 221.
161. Цифровой осциллограф IRIS. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. –К.: ООО «Видео Интернет Технологии», 2007. – 12 с.
162. ЧАО «Тэра» Передовые технологии автоматизации. Каталог продукции. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.aotera.com.ua/list/ru/products.html>.
163. Чернавский, С.А. Подшипники скольжения [Текст] / С. А. Чернавский. – М.: Машгиз, 1963. – 244 с.
164. Численное решение многомерных задач газовой динамики [Текст] / [Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я. и др.]. – М.: Наука, 1976. – 598 с.
165. Чус А. В. Основы технического творчества [Текст] / А. В. Чус, В. И. Данченко. – Киев: Вища школа, 1983. – 184 с.
166. Шатохин, С. Н. Влияние пульсации давления масла в гидростатических шпindelных опорах станка на точность обработки [Текст] / С. Н. Шатохин, В. С. Секацкий // Станки и инструмент – 1985. – № 12. – С. 9.

167. Шиманович М. А. Система программ для расчета нагрузочных характеристик шпинделя установленного в гидростатических опорах / М. А. Шиманович // Станки и инструмент. – 1985. – №3. – С. 9 – 12.
168. Электротехнический справочник [Текст] / [кол. авторов]; под ред. И. Н. Орлова. – [7-е изд.]. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с. – (Электротехнические изделия и устройства; т. 2).
169. Юркевич, В. В. Корреляционные зависимости между показателями точности при токарной обработке [Текст] / В. В. Юркевич // СТИН. – 2010. – № 7. – С. 36–37.
170. Beddoes J. Principles of metal manufacturing processes / Beddoes, Jonathan. – Burlington, MA: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2003. – 326 p.
171. Cyclone Device Handbook. – Altera Corporation, 2008. – 385 p.
172. Fravel D. Metalworking machine tools and accessories / Dennis A Fravel. – Washington: Office of Industries, U.S. International Trade Commission, 1994. – 373 p.
173. Hackbush W. Multi-grid methods and applications. Springer-Verlag, NY, 1985. – 487 p.
174. Hoffman E. Jig and Fixture Design / Hoffman E. – 5th Edition, Delmar Learning Drafting, 2004. – 359 p.
175. Joshi P.H. Jigs and Fixtures / Joshi P.H. – Tata McGraw Hill Education Private Ltd., 2010. – 237 p.
176. Joshi P.H. Machine Tools Handbook/ Joshi P.H. – New York : McGraw-Hill Company, 2008. – 732p.
177. McDonald P.W. The computation of transonic flow through two-dimensional gas turbine cascades. ASME Paper 71-GT-89, 1971. – P. 12 – 21.
178. Robert C.P. Monte Carlo Statistical Methods./ C.P. Robert, G. Casella. — 2nd edition, Springer, 2004. – 683 pp.
179. Rubinstein R. Y. Simulation and the Monte Carlo Method./ R. Y. Rubinstein, D.P. Kroese – 2nd edition, Wiley, 2007. – 345 p.
180. Saad Y. Iterative methods for sparse linear systems. PWS Publishing Company, Boston, 1996. – 323 p.
181. Stephenson D.A. Metal cutting theory and practice / Stephenson, David A. – New York: Marcel Dekker, 1997. – 898 p.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Федориненко Дмитро Юрійович
Сапон Сергій Петрович

**ШПИНДЕЛЬНІ ГІДРОСТАТИЧНІ
ПІДШИПНИКИ**

Монографія

Технічний редактор
Мовне редагування
Комп'ютерна верстка і
макетування
Друк

Юркіна Н. М.
Максимова С. В.
Федориненко Д. Ю., Сапон С. П.
Тестова Н. А.

Прийнято до друку 16.03.2016 р. Формат 60x84/16
Папір офс. Гарнітура Times New Roman. Друк - цифровий.
Ум.-друк. арк. 23,250. Обл.-вид. арк. 12,76.
Наклад 300 прим. Зам. № 1672.016.040

Чернігівський національний технологічний університет
14027 м. Чернігів, вул. Шевченка, 95

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до державного реєстру видавців,
виробників і розповсюджувачів видавничої продукції
серія ДК № 4802 від 01.12.2014 р.



Федориненко Дмитро Юрійович - професор кафедри технологій машинобудування та деревообробки Чернігівського національного технологічного університету доктор технічних наук, професор. Народився 11.09.1974 року у м. Дніпропетровську. У 1996 році закінчив з відзнакою Чернігівський технологічний інститут за спеціальністю „Металорізальні верстати та системи”. У 2013 році захистив докторську дисертацію на тему: „Наукові основи проектування регульованих гідростатичних опор шпиндельних вузлів” за спеціальністю 05.03.01 –

процеси механічної обробки, верстати та інструменти.

Автор понад 140 наукових та методичних праць, серед яких три монографії та 13 патентів.

Сфера наукових інтересів: підвищення точності, продуктивності, енергоефективності обробки на верстатах; створення керованих гідравлічних опор шпиндельних вузлів, розробка високошвидкісних шпиндельних вузлів, IT- технології у машинобудуванні.



Сапон Сергій Петрович - доцент кафедри технологій машинобудування та деревообробки Чернігівського національного технологічного університету, кандидат технічних наук, доцент. Народився 21.08.1977 р. у м. Чернігові. У 1999 році закінчив Чернігівський технологічний інститут за спеціальністю «Технологія машинобудування». У 2014 році захистив кандидатську дисертацію на тему «Підвищення точності шпиндельних вузлів на регульованих гідростатичних опорах» за спеціальністю 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти.

Автор понад 60 наукових та навчально-методичних праць, 6 патентів України.

Сфера наукових інтересів: підвищення точності, продуктивності, енергоефективності технологічного обладнання з обертовими вузлами на гідравлічних опорах.