

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»

Зав. кафедри ММР

_____ к.т.н., доц.

Андрій ГРЕЧКА

Кваліфікаційна робота

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

на тему:

«Модернізація силової головки агрегатного верстата»

«Modernization of the power head of the aggregate machine»

Виконавець: здобувач вищої освіти

3-мб курсу, групи ПМ-23мб-3,

ОПП «Прикладна механіка»

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

_____ Гулий Павло Андрійович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

_____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент: к.т.н., доц.

_____ Любов ОЛІЙНІЧЕНКО

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	перший (бакалаврський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА
Павла ГУЛОГО

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація силової головки агрегатного верстата

2. Керівник роботи: к.т.н., доц., Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

3. Строк подання роботи до захисту «15» червня 2026 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: модернізація силової головки агрегатного верстата з метою підвищення її продуктивності, точності та надійності роботи.

Завдання:

- проаналізувати конструкцію базової силової головки агрегатного верстата та виявити її недоліки;
- виконати огляд існуючих конструкцій силових головок агрегатних верстатів та розробити напрямки їх вдосконалення;
- обґрунтувати вибір напрямку модернізації силової головки відповідно до поставлених технічних вимог;
- провести розрахунок на міцність відповідних деталей модернізованої конструкції;
- розробити конструкторську документацію на модернізовану силову головку.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 2	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1	Вступ	Квітень 2026	Вик.
2	Опис конструкції силової головки	Квітень 2026	Вик.
3	Розрахунки конструкції силової головки	Травень 2026	Вик.
4	Висновки	Травень 2026	Вик.
5	Графічна частина та оформлення	Червень 2026	Вик.

Дата видачі завдання « 13 » квітня 2026 р.

Керівник роботи _____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ
(підпис)

Завдання прийнято до виконання 13 » квітня 2026 р.

Здобувач _____ Павло ГУЛИЙ
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Павло ГУЛИЙ. Модернізація силової головки агрегатного верстата. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: спеціальності 131 Прикладна механіка / наук. кер. Іван ВАЛЯВСЬКИЙ; ЦНТУ, 2026. 49 с.

Графічна частина – 1 аркуш формату А0, 2 аркуші формату А2х3

Метою роботи є: модернізація силової головки агрегатного верстата з метою підвищення її продуктивності, точності та надійності роботи.

Для досягнення вказаної мети необхідно виконати наступні задачі: проаналізувати конструкцію базової силової головки агрегатного верстата та виявити її недоліки; виконати огляд існуючих конструкцій силових головок агрегатних верстатів та застосувати напрямки їх вдосконалення; обґрунтувати вибір напрямку модернізації силової головки відповідно до поставлених технічних вимог; провести розрахунок на міцність відповідних деталей модернізованої конструкції; розробити конструкторську документацію на модернізовану силову головку.

Актуальність роботи. Підвищення технічного рівня силових головок агрегатних верстатів шляхом їх модернізації є економічно доцільним рішенням, що дозволяє суттєво покращити характеристики обладнання без значних капітальних витрат на придбання нових верстатів. Тому модернізація силової головки агрегатного верстата є актуальним інженерним завданням, що вимагає комплексного підходу та застосування сучасних методів проектування.

Практичне значення: запропонований підхід до модернізації силової головки може бути використаний, як основа для модернізації інших вузлів агрегатних верстатів, оскільки результати кінематичного та силового розрахунків основних вузлів силової головки забезпечують оптимальні режими різання та підвищення ефективності використання обладнання.

Ключові слова: модернізація, силова головка, агрегатний верстат, кінематична схема, силові розрахунки.

ABSTRACT

Pavlo HULYI. Modernization of the power head of the aggregate machine. Qualification work for the educational degree "bachelor": specialty 131 Applied mechanics / Scientific supervisor Ivan VALIAVSKYI; CNTU, 2026. 49 p.

Graphic part – 1 sheet of A0 format, 2 sheets of A2x3 format

The aim of the work is: to modernize the power head of an aggregate machine tool in order to improve its productivity, accuracy, and operational reliability.

To achieve the stated objective, it is necessary to accomplish the following tasks: to analyze the design of the basic power head of the aggregate machine tool and identify its shortcomings; to review existing designs of power heads for aggregate machine tools and determine possible directions for their improvement; to substantiate the selection of the modernization approach for the power head in accordance with the specified technical requirements; to perform strength calculations of the corresponding components of the modernized design; and to develop the engineering documentation for the modernized power head.

The relevance of the work lies in: Improving the technical level of power heads for aggregate machine tools through modernization is an economically feasible solution that makes it possible to significantly enhance equipment performance without substantial capital expenditures for the acquisition of new machine tools. Therefore, modernization of the power head of an aggregate machine tool constitutes an important engineering task requiring an integrated approach and the application of modern design methods.

Practical significance: The proposed approach to modernization of the power head may serve as a basis for modernization of other assemblies of aggregate machine tools, since the results of the kinematic and strength calculations of the main power head units ensure optimal cutting conditions and improve the efficiency of equipment utilization.

Keywords: modernization, power head, aggregate machine tool, kinematic scheme, strength calculations.

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

на тему:

«Модернізація силової головки агрегатного верстата»

КРБ.ПМ.26.73.02.00.00

Виконавець: здобувач вищої освіти,
3-го року навчання, групи ПМ-23мб-3,
ОПП «Прикладна механіка»
Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Гулий Павло Андрійович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

ЗМІСТ

Вступ	8
1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СИЛОВОЇ ГОЛОВКИ	9
2. РОЗРАХУНКИ КОНСТРУКЦІЇ СИЛОВОЇ ГОЛОВКИ	13
2.1 Проектний розрахунок ексцентричної гвинтової передачі	13
2.2 Проектний розрахунок зубчатої евольвентної передачі з внутрішнім зачепленням	17
2.3. Розрахунок підшипників	20
2.4 Вибір раціональних конструктивно-геометричних параметрів модернізованого вузла	24
ВИСНОВКИ	46
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	47

ВСТУП

Сучасний розвиток машинобудівної галузі характеризується постійно зростаючими вимогами до продуктивності, точності та надійності технологічного обладнання. В умовах серійного та масового виробництва особливого значення набуває застосування агрегатних верстатів, які забезпечують високу продуктивність обробки шляхом одночасного виконання декількох технологічних операцій на різних позиціях.

Агрегатні верстати широко застосовуються в автомобільних, авіаційних, приладобудівних та інших галузях промисловості для обробки корпусних деталей. Ключовим вузлом агрегатного верстата є силова головка, яка забезпечує головний рух різання та рух подачі інструменту. Від технічного рівня силової головки залежить продуктивність верстата, точність обробки та якість поверхні деталей, що виготовляються.

Підвищення технічного рівня силових головок агрегатних верстатів шляхом їх модернізації є економічно доцільним рішенням, що дозволяє суттєво покращити характеристики обладнання без значних капітальних витрат на придбання нових верстатів. Тому модернізація силової головки агрегатного верстата є актуальним інженерним завданням, що вимагає комплексного підходу та застосування сучасних методів проектування.

Метою роботи є модернізація силової головки агрегатного верстата з метою підвищення її продуктивності, точності та надійності роботи.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати конструкцію базової силової головки агрегатного верстата та виявити її недоліки;
- виконати огляд існуючих конструкцій силових головок агрегатних верстатів та розробити напрямки їх вдосконалення;
- обґрунтувати вибір напрямку модернізації силової головки відповідно до поставлених технічних вимог;
- провести розрахунок на міцність відповідних деталей модернізованої конструкції;
- розробити конструкторську документацію на модернізовану силову головку.

1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СИЛОВОЇ ГОЛОВКИ

Наявна реалізація перемінної структури приводу подачі силової головки СМ 100.10 забезпечує ефективні режими роботи вузла тільки в обмеженому діапазоні. Перехід на інші режими обробки, переналагоджування приводу головного руху призводять до зниження ефективності роботи силового вузла, що виражається у погіршенні якості оброблених поверхонь, можливому зниженні продуктивності. Гвинтовий привід подачі, як відомо, забезпечує великі значення сил подачі у порівнянні з іншими типами електромеханічних приводів при однакових габаритах силових головок. А отже, потужність приводу головного руху також буде збільшена для забезпечення раціонального співвідношення між силою подачі та потужністю різання. Це означає, що привід подачі сприймає великі навантаження, і ймовірні втрати при нераціональних параметрах наладки в абсолютному значенні також будуть значними. Таким чином, актуальною постає задача забезпечення більш простими методами швидкого переналагоджування параметрів роботи приводу подачі, побудованому за принципами перемінної структури [1, 2, 3]

Існуюча можливість вищезазначеного переналагоджування вимагає виготовлення двох нових деталей несамогальмівного шліцегвинтового з'єднання: гвинта та зчепленої з ним деталі, конструктивним елементом якої є гайка. Зменшенню кількості необхідних пар зазначених деталей сприяє нова запропонована схема.

У літературі описана ексцентрикова гвинтова передача. Вона не здобула широкого розповсюдження, хоча і має ряд переваг перед звичайною гвинтовою передачею. Забезпечивши роботу ексцентрикової гвинтової передачі замість шліцегвинтової, за умови постійної величини ексцентриситету та можливості зміни взаємного положення осей гвинта та гайки у просторі, сила, що виникає у даній гвинтовій передачі, буде змінювати своє положення у певних межах. Зазначені межі визначаються кутом нахилу гвинтової лінії, діаметром гвинта та кутом профілю витка різьби. Оскільки у нашому випадку ексцентрикова гвинтова передача працює як для забезпечення осьового переміщення гайки

відносно гвинта, так і для передачі крутного моменту від гвинта до гайки, доцільно робити деталі цієї передачі методом обкатки з евольвентним профілем зуба. У техніці широке розповсюдження здобули евольвентні шліцьові з'єднання, що мають більш високу навантажувальну здатність у порівнянні з прямобічними. Щоправда, у даному випадку їх необхідно виконувати з кутом нахилу до осі, що ускладнює їх отримання, особливо гайки. Однак дана задача вже технічно розв'язувана.

Будова модернізованої силової головки показана на рис. 1.3.

По циліндричним напрямним корпуса 1 силової головки переміщується піноль 2. В пінолі на підшипниках обертається шпindel 3. В залежності від виду виконуваних робіт передній кінець шпинделя може бути чотирьох виконань для свердлильних, розточувальних, фрезерних робіт [4, 5, 6]

Підшипникові вузли монтуються з попереднім натягом по схемі: передній – триплекс, задній – дуплекс. Для компенсації неспіввісності шпинделя і шліцьової передачі обертання на шпindel передається через зубчасту муфту 4, яка також забезпечує зниження радіальних навантажень на задній кінець шпинделя. Зубчаста муфта жорстко зв'язана із перехідною втулкою 5, яка зачеплюється з зубчатим колесом внутрішнього зачеплення ексцентричної втулки 12. Елементом даної втулки також являється гайка, яка входить в зачеплення з гвинтом 6. Обертається ексцентрична втулка на підшипниках у стакані 13, поворотом якого здійснюється вибір взаємного положення осей гвинтового вала 6 та ексцентричної втулки 12, чим забезпечується додаткове регулювання параметрів перемінної структури приводу подачі. Зубчате колесо внутрішнього зачеплення та гайка, що є елементами ексцентричної втулки 12, являються співвісними.

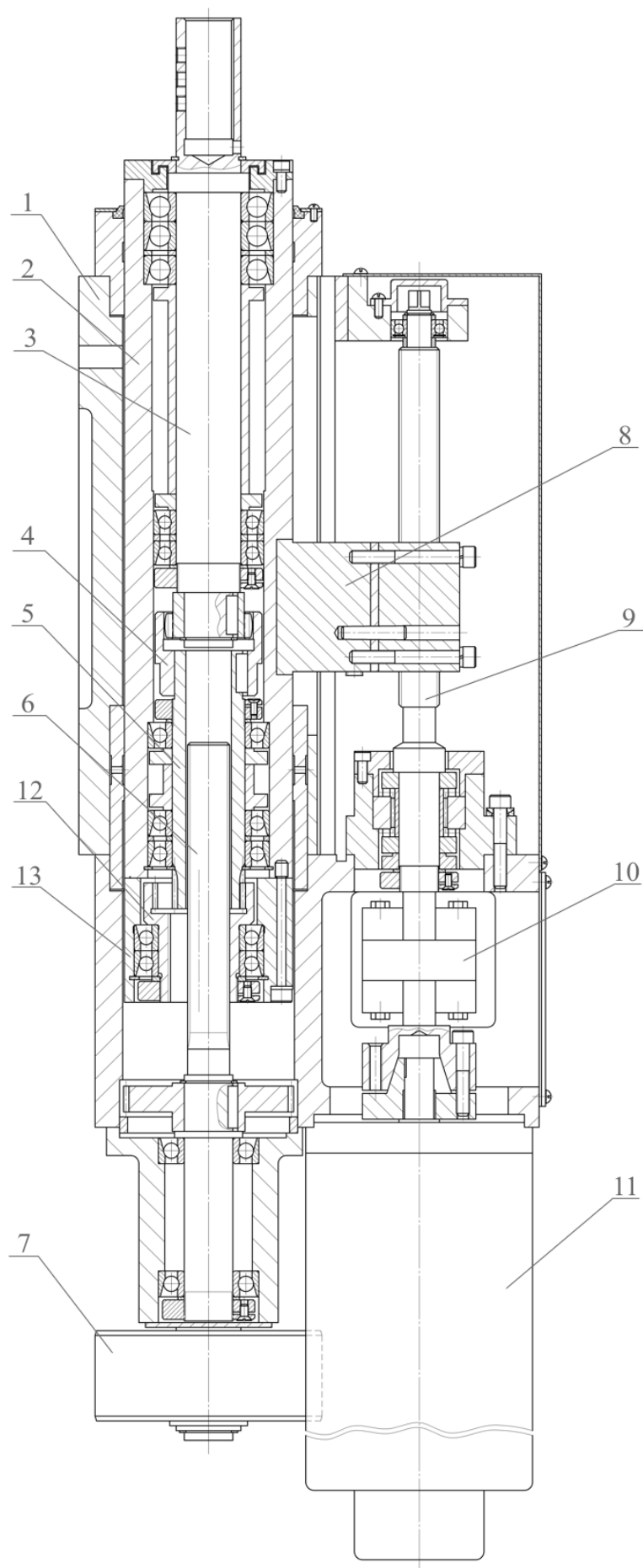


Рисунок 1.3 – Конструкція модернізованої силової головки

Передача обертання на гвинтовий вал 6 здійснюється за допомогою зубчатого редуктора (на рис. 1.3 показано лише ведене колесо), що в свою чергу отримує обертання від шківів 7 пасової передачі. Сама пасова передача і двигун головного руху на рис. 1.3 не приведені. Отже, налагоджування частоти обертання приводу головного руху здійснюється за допомогою зміни зубчатих коліс за умови постійної міжосьової відстані та зміни діаметрів шківів передачі. Для зменшення вартості силового вузла у приводі головного руху використовується більш дешевий асинхронний електродвигун.

Подача пінолі 2 здійснюється за допомогою гайкового вузла 8, що переміщується від гвинта 9. Передача 8-9 – кулькогвинтова. Це покращує осьову жорсткість приводу подачі, забезпечує більш точне відтворення закону руху пінолі. Обертання гвинта 9 від електродвигуна постійного струму 11 здійснюється через запобіжну сильфону муфту 10. Зміна швидкості подачі – безступінчата [7, 8, 9]

2. РОЗРАХУНКИ КОНСТРУКЦІЇ СИЛОВОЇ ГОЛОВКИ

2.1 Проектний розрахунок ексцентричної гвинтової передачі

Даний розрахунок проводимо як для зубчатої передачі з внутрішнім зачепленням з косим зубом. Однак геометричні залежності приймаємо такі, як в евольвентному шліцьовому з'єднанні. Таким чином, необхідно також проводити перевірочний розрахунок на контактну міцність.

Оскільки дана передача буде піддаватися загартовуванню, в таких випадках виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі. Розрахункова формула має вигляд:

$$m = \sqrt[3]{\frac{200 \cdot T \cdot K \cdot Y_{\beta}}{Y_f \cdot Z \cdot \psi \cdot K_{\varepsilon} \cdot \varepsilon_s \cdot \sigma_{Fadm}}},$$

де T – крутний момент, що передається передачею, $T = 37.5$ Н·м, K – коефіцієнт навантаження: $K = K_f \cdot K_A \cdot K_{\beta}$, де K_{Π} – коефіцієнт перенавантаження, що враховує збільшення навантаження на передачу у порівнянні з номінальною внаслідок ударного чи коливального характеру процесу різання і роботи привода; для даного випадку приймаємо $K_{\Pi} = 1.1$; K_d – коефіцієнт динамічності навантаження, що враховує додаткові динамічні навантаження на зубах коліс, які виникають при роботі передач внаслідок похибок її виготовлення і складання, а також деформацій зубів під навантаженням; для даного випадку приймаємо $K_d = 1.15$; K_{HP} – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубів, що враховує збільшення навантаження на небезпечній ділянці контактної лінії внаслідок пружних деформацій валів, пружних зміщень і зазорів підшипників, похибок виготовлення спряжених коліс і т.п., які призводять до взаємного перекосу контактуючих зубів; для даного випадку приймаємо $K_{HP} = 1.4$; Y_{β} – коефіцієнт кута нахилу зуба косозубого колеса, що враховує сприятливий вплив косозубого колеса на міцність при згині похилого розташування контактних ліній; для даного випадку тут і в подальших розрахунках орієнтовно приймаємо кут

нахилу зубів $\beta = 30^\circ$, отже: $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120} = 1 - \frac{30}{120} = 0.75$; Y_H – коефіцієнт форми

зуба, залежить від приведенного числа зубів: $Z_{iD} = \frac{Z}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{0.866^3} = 32.33$, число

зубів взято орієнтовно; для даного випадку приймаємо $Y_H = 0.5$; Z – число зубів зубчатого колеса; ψ – коефіцієнт довжини зуба, попередньо приймаємо $\psi = 0.7$; K_ϵ – коефіцієнт зменшення сумарної довжини контактних ліній; для даного випадку приймаємо $K_\epsilon = 1$; ϵ_s – коефіцієнт перекриття у торцевому перетині:

$$\epsilon_s = \left(1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_\theta} - \frac{1}{Z_\epsilon} \right) \right) \cos \beta = \left(1.88 - 3.2 \cdot \left(\frac{1}{14} - \frac{1}{21} \right) \right) \cdot 0.866 = 1.7; \quad \text{число}$$

зубів взято орієнтовно; σ_{Fadm} – допустиме напруження при розрахунку на згин:

$$\sigma_{Fadm} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot K_\theta \cdot K_\phi}{n_{F1} \cdot n_{F2}} K_{F\delta\alpha\epsilon},$$

де σ_{Flim} – межа витривалості матеріалу розраховуємих зубів, для даного випадку приймаємо $\sigma_{Flim} = 240$ МПа;

n_{F1} – коефіцієнт безпеки, що враховує можливе зниження межі витривалості внаслідок відхилення складу сталі, режиму термообробки, точності виготовлення тощо, для даного випадку приймаємо $n_{F1} = 1.25$;

n_{F2} – коефіцієнт безпеки, що відображає різні вимоги до експлуатаційної надійності зубчастої передачі в залежності від типу і призначення верстата і відповідальності передачі, для даного випадку приймаємо $n_{F2} = 1$;

K_θ і K_ϕ – коефіцієнти впливу фізичного стану викружки зубів у зубчатих колесах, що підлягають шліфуванню чи механічному зміцненню, у даному випадку зазначена обробка не проводиться, а тому приймаємо значення цих коефіцієнтів рівними 1;

K_{Fppe} – коефіцієнт змінності режиму навантажень, для даного випадку

приймаємо $K_{Fppe} = 1.35$.

Розраховуємо значення допустимого напруження при розрахунку на згин, враховуючи прийняті коефіцієнти:

$$\sigma_{Fadm} = \frac{\sigma_{F \lim} \cdot K_u \cdot K_y}{n_{F1} \cdot n_{F2}} K_{Fppe} = \frac{240 \cdot 1 \cdot 1}{1.25 \cdot 1} \cdot 1.35 = 259 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = \sqrt[3]{\frac{200 \cdot T \cdot K \cdot Y_\beta}{Y_H \cdot Z \cdot \psi \cdot K_\varepsilon \cdot \varepsilon_s \cdot \sigma_{Fadm}}} = \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 37.5 \cdot 1.1 \cdot 1.15 \cdot 1.4 \cdot 0.75}{0.5 \cdot 21 \cdot 0.7 \cdot 1 \cdot 1.7 \cdot 259}} = 1.45 \text{ мм.}$$

Приймаємо модуль передачі $m = 1.5$ мм.

Виконуємо проектний розрахунок конструктивних параметрів ексцентричної гвинтової передачі. Розрахункові залежності використовуємо такі, що призначені для внутрішнього евольвентного зачеплення, а коефіцієнти величин зубів приймаємо, як для евольвентного шліцьового з'єднання [10, 11, 12]

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль $m = 1.5$ мм.

Кут профілю зуба $\alpha = 30^\circ$.

Число зубів вала $z_1 = 14$.

Число зубів втулки $z_2 = 21$.

Кут нахилу зубів $\beta = 30^\circ$.

Коефіцієнт різниці зміщень $x_d = x_2 - x_1 = 0.192$, поділ даного коефіцієнта на складові стандартом не регламентується.

Розрахункові параметри.

Дільний колісний крок зубів:

$$p = \pi m = 3.14 \cdot 1.5 = 4.71 \text{ мм.}$$

Кут профілю торцевий:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 30^\circ}{\cos 30^\circ} = 0.6667,$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} 0.6667 = 33.69^\circ.$$

Кут зачеплення:

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_d \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t = \frac{2 \cdot 0.192 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ}{21 - 14} + \operatorname{inv} 33.69^\circ = 0.0904,$$

$$\alpha_{tw} = 37.26^\circ.$$

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{(z_2 - z_1)m \cos \alpha_t}{2 \cos \beta \cos \alpha_{tw}} = \frac{(21 - 14)1.5 \cos 33.69^\circ}{2 \cos 30^\circ \cos 37.26^\circ} = 6.338 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр вала:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} = \frac{14 \cdot 1.5}{\cos 30^\circ} = 24.248 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр втулки:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} = \frac{21 \cdot 1.5}{\cos 30^\circ} = 36.372 \text{ мм.}$$

Передатне відношення u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{21}{14} = 1.5.$$

Початковий діаметр вала:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u - 1} = \frac{2 \cdot 6.338}{1.5 - 1} = 25.352 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр втулки:

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u - 1} = \frac{2 \cdot 6.338 \cdot 1.5}{1.5 - 1} = 38.028 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів вала:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m = 24.248 + 2(0.45 + 0.134)1.5 = 26 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів втулки:

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 - 0.2)m = 36.372 - 2(0.45 - 0.326 - 0.2)1.5 = 36.6 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів вала:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 24.248 - 2(0.45 + 0.1 - 0.134)1.5 = 23 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів втулки:

$$d_{f2} = d_2 + 2(h_a^* + c^* + x_2)m = 36.372 + 2(0.45 + 0.1 + 0.326)1.5 = 39 \text{ мм.}$$

2.2 Проектний розрахунок зубчатої евольвентної передачі з внутрішнім зачепленням

Аналогічно проведемо розрахунок іншої зубчатої передачі, що слугує для передачі обертання від ексцентричної гвинтової передачі до втулки зубчатої муфти. На відміну від проведеного вище розрахунку, геометричні параметри даної передачі дещо відмінні: це звичайна евольвентна прямозуба передача внутрішнього зачеплення із кутом профілю 20° та коефіцієнтом висоти головки зуба стандартного значення для звичайних передач. Оскільки дана передача буде піддаватися загартовуванню, отже виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі. Розрахункова формула має вигляд:

$$m = \sqrt[3]{\frac{200 \cdot T \cdot K \cdot \lambda_p}{Y_f \cdot Z \cdot \psi \cdot \sigma_{Fadm}}},$$

де T – крутний момент, що передається передачею, $T = 37.5 \text{ Н}\cdot\text{м}$,

K – коефіцієнт навантаження: $K = K_f \cdot K_A \cdot K_{fB}$,

де K_f – коефіцієнт перенавантаження, що враховує збільшення навантаження на передачу у порівнянні з номінальною внаслідок ударного чи коливального характеру процесу різання і роботи привода; для даного випадку приймаємо $K_f = 1.1$;

K_d – коефіцієнт динамічності навантаження, що враховує додаткові динамічні навантаження на зубах коліс, які виникають при роботі передач внаслідок похибок її виготовлення і складання, а також деформацій зубів під навантаженням; для даного випадку приймаємо $K_d = 1.25$;

K_{HP} – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубів, що враховує збільшення навантаження на небезпечній ділянці контактної лінії внаслідок пружних деформацій валів, пружних зміщень і зазорів

підшипників, похибок виготовлення спряжених коліс і т.п., які призводять до взаємного перекосу контактуючих зубів; для даного випадку приймаємо $K_{HP} = 1.4$;

λ_p – коефіцієнт розподілу навантаження між парами зубів, що одночасно знаходяться в зачепленні; для даного випадку приймаємо $\lambda_p = 1$;

Y_H – коефіцієнт форми зуба, залежить від приведенного числа зубів: $Z_{\text{вд}} = Z = 28$, число зубів взято орієнтовно; для даного випадку приймаємо $Y_H = 0.442$;

Z – число зубів зубчатого колеса;

ψ – коефіцієнт довжини зуба, попередньо приймаємо $\psi = 2.63$;

σ_{Fadm} – допустиме напруження при розрахунку на згин:

$$\sigma_{Fadm} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot K_u \cdot K_y}{n_{F1} \cdot n_{F2}} K_{Fpre} ,$$

де σ_{Flim} – межа витривалості матеріалу розраховуваних зубів, для даного випадку приймаємо $\sigma_{Flim} = 240$ МПа;

n_{F1} – коефіцієнт безпеки, що враховує можливе зниження межі витривалості внаслідок відхилення складу сталі, режиму термообробки, точності виготовлення тощо, для даного випадку приймаємо $n_{F1} = 1.25$;

n_{F2} – коефіцієнт безпеки, що відображає різні вимоги до експлуатаційної надійності зубчастої передачі в залежності від типу і призначення верстата і відповідальності передачі, для даного випадку приймаємо $n_{F2} = 1$;

K_{σ} і K_{ϕ} – коефіцієнти впливу фізичного стану викружки зубів у зубчатих колесах, що підлягають шліфуванню чи механічному зміцненню, у даному випадку зазначена обробка не проводиться, а тому приймаємо значення цих коефіцієнтів рівними 1;

K_{Fpre} – коефіцієнт змінності режиму навантажень, для даного випадку приймаємо $K_{Fpre} = 1.35$.

Розраховуємо значення допустимого напруження при розрахунку на згин, враховуючи прийняті коефіцієнти:

$$\sigma_{Fadm} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot K_u \cdot K_y}{n_{F1} \cdot n_{F2}} K_{Fppe} = \frac{240 \cdot 1 \cdot 1}{1.25 \cdot 1} \cdot 1.35 = 259 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = \sqrt[3]{\frac{200 \cdot T \cdot K \cdot \lambda_p}{Y_f \cdot Z \cdot \psi \cdot \sigma_{Fadm}}} = \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 37.5 \cdot 1.1 \cdot 1.25 \cdot 1.4 \cdot 1}{0.442 \cdot 28 \cdot 2.63 \cdot 259}} = 1.2 \text{ мм.}$$

Приймаємо модуль передачі $m = 1.5$ мм.

Виконуємо проектний розрахунок геометричних параметрів евольвентної зубчатої передачі внутрішнього зачеплення.

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль $m = 1.5$ мм.

Кут профілю зуба $\alpha = 20^\circ$.

Число зубів вала $z_1 = 28$.

Число зубів втулки $z_2 = 36$.

Кут нахилу зубів $\beta = 0^\circ$.

Коефіцієнт різниці зміщень $x_d = x_2 - x_1 = 0$, поділ даного коефіцієнта на складові стандартом не регламентується.

Розрахункові параметри.

Ділильний коловий крок зубів:

$$p = \pi m = 3.14 \cdot 1.5 = 4.71 \text{ мм.}$$

Кут профілю торцевий:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 0.364,$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} 0.364 = 20^\circ.$$

Кут зачеплення:

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_d \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t = \frac{2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{36 - 28} + \operatorname{inv} 20^\circ = 0.0149,$$

$$\alpha_{tw} = 20^\circ.$$

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{(z_2 - z_1)m \cos \alpha_t}{2 \cos \beta \cos \alpha_{tw}} = \frac{(36 - 28)1.5 \cos 20^\circ}{2 \cos 0^\circ \cos 0^\circ} = 6 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр вала:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} = \frac{28 \cdot 1.5}{\cos 0^\circ} = 42 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр втулки:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} = \frac{36 \cdot 1.5}{\cos 0^\circ} = 54 \text{ мм.}$$

Передатне відношення u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{28} = 1.286.$$

Початковий діаметр вала:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u - 1} = \frac{2 \cdot 6}{1.286 - 1} = 41.958 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр втулки:

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u - 1} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 1.286}{1.286 - 1} = 53.958 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів вала:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m = 42 + 2(1 + 0)1.5 = 45 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів втулки:

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 - 0.2)m = 54 - 2(1 - 0 - 0.2)1.5 = 51.6 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів вала:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 42 - 2(1 + 0.2 - 0)1.5 = 38.4 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів втулки:

$$d_{f2} = d_2 + 2(h_a^* + c^* + x_2)m = 54 + 2(1 + 0.2 + 0)1.5 = 57.6 \text{ мм.}$$

2.3. Розрахунок підшипників

Розрахунок підшипників проводимо для вигначення довготривалості їх роботи. Розраховане значення порівнюємо або з прийнятою довговічністю силової головки, або з тривалістю міжремонтного періоду, щоб забезпечити безперебійну роботу [13, 14, 15, 16]

Довготривалість роботи підшипника в годинах розраховується за формулою:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

де p – степеневий показник, для шарикових підшипників $p = 3$;

C – динамічна навантажувальна здатність;

P – еквівалентне динамічне навантаження;

n – частота обертання підшипника.

Значення динамічної навантажувальної здатності беруться з довідникових таблиць, а в окремих випадках при створенні додаткового натягу розраховуються за емпіричними формулами. У даному випадку підшипники працюють у звичайному режимі. Для підшипника 46110 значення динамічної навантажувальної здатності становить 27500 Н []. В розрахунку частоту обертання підшипника приймаємо рівною 3000 хв⁻¹.

Еквівалентне динамічне навантаження визначаємо, виходячи з розрахункової схеми навантаження підшипникового вузла. При визначенні точок прикладення діючих сил в зубчатих передачах приводимо їх до середин ширини зубчатих вінців з розташуванням по ділільному діаметру. Реакції підшипників прикладені по їх осям симетрії. Розрахункова схема зображена на рис. 2.1.

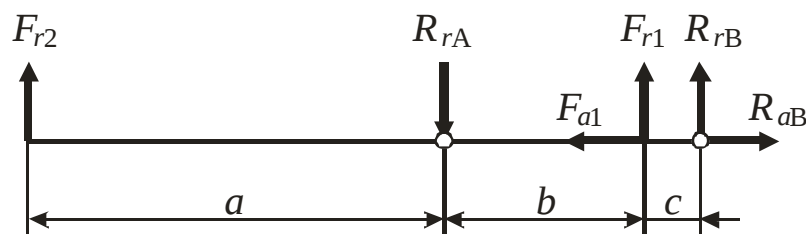


Рис. 2.1 – Розрахункова схема до визначення реакцій у підшипниковому вузлі

Визначаємо сили, що діють у зубчатих зачепленнях. Вважаємо, що на втулку діє крутний момент $T = 37.5$ Н·м, тобто в обох зачепленнях. У косозубій передачі виникає осьова сила, що за конструкцією підшипникового вузла

сприймається в першу чергу підшипником, встановленим в опорі В. Для спрощення розрахунків вважаємо, що вся осьова сила сприймається тільки згаданим підшипником, в опорі А підшипник сприймає лише радіальне навантаження.

Тангенціальна сила, що діє у косозубому зачепленні:

$$F_{t1} = \frac{2T}{d_{w21}} = \frac{2 \cdot 37.5 \cdot 1000}{38.028} = 1970 \text{ Н.}$$

Тангенціальна сила, що діє у прямозубому зачепленні:

$$F_{t2} = \frac{2T}{d_{w22}} = \frac{2 \cdot 37.5 \cdot 1000}{53.958} = 1390 \text{ Н.}$$

Радіальна сила, що діє у косозубому зачепленні:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{1970 \cdot \operatorname{tg} 37.26^\circ}{\cos 30^\circ} = 1730 \text{ Н.}$$

Радіальна сила, що діє у прямозубому зачепленні:

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{1390 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 505 \text{ Н.}$$

Осьова сила, що діє у косозубому зачепленні:

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 1970 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 1140 \text{ Н.}$$

Складаємо рівняння рівноваги статки і визначаємо реакції опор, що являють собою навантаження на підшипники. Згідно креслення визначаємо відстані між точками прикладення сил та реакціями: $a = 26 \text{ мм}$, $b = 12.5 \text{ мм}$, $c = 3.5 \text{ мм}$. Отже:

$$\sum M_A = 0: R_{rB}(b+c) + F_{r1}b - F_{r2}a = 0;$$

$$R_{rB} = \frac{F_{r2}a - F_{r1}b}{b+c} = \frac{505 \cdot 26 - 1730 \cdot 12.5}{12.5 + 3.5} = -530 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0: -F_{r1}c + R_{rA}(b+c) - F_{r2}(a+b+c) = 0;$$

$$R_{rA} = \frac{F_{r2}(a+b+c) + F_{r1}c}{b+c} = \frac{505 \cdot (26 + 12.5 + 3.5) + 1730 \cdot 3.5}{12.5 + 3.5} = 1700 \text{ Н};$$

$$\sum Z = 0: -F_{a1} + R_{aB} = 0;$$

$$R_{aB} = F_{a1} = 1140 \text{ Н.}$$

Реакція R_{rB} після розрахунку має від'ємне значення. Це означає, що її дійсний напрямок протилежний зазначеному на рис. 2.1, абсолютне значення залишається незмінним.

Переходимо до визначення еквівалентного динамічного навантаження, що сприймає кожен підшипник. У загальному вигляді зазначена величина розраховується за наступною залежністю:

$$P = (XVR_r + YR_a)K_B K_T,$$

де V – коефіцієнт обертання, для даного випадку, коли по відношенню до прикладеного навантаження обертається внутрішнє кільце підшипника, приймаємо $V = 1$ для обох підшипників;

K_B – коефіцієнт безпеки, що враховує характер навантаження, яке сприймає підшипник, для даного випадку приймаємо $K_B = 1.3$ для обох підшипників;

K_T – температурний коефіцієнт, що враховує температуру, при якій працює підшипник, для даного випадку приймаємо $K_T = 1.05$ для обох підшипників;

Y – коефіцієнт осьового навантаження, що залежить від співвідношення між осьовим та радіальним навантаженням, які діють на підшипник; для підшипника у опорі А приймаємо $Y = 0$; для підшипника у опорі В при

співвідношенні $\frac{R_a}{VR_r} = \frac{1140}{1.530} = 2.15 > e = 0.68$ приймаємо $Y = 0.87$, де e – допоміжна довідкова величина;

X – коефіцієнт радіального навантаження, що залежить від співвідношення між осьовим та радіальним навантаженням, які діють на підшипник; для підшипника у опорі А приймаємо $X = 1$; для підшипника у

опорі В при співвідношенні $\frac{R_a}{VR_r} = \frac{1140}{1.530} = 2.15 > e = 0.68$ приймаємо $X = 0.41$, де e – допоміжна довідкова величина.

Таким чином, враховуючи визначені коефіцієнти, розраховуємо еквівалентне динамічне навантаження у кожному підшипнику. Для підшипника в опорі А:

$$P_A = (XVR_{rA} + YR_{aA})K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 1700 \cdot 1.3 \cdot 1.05 = 2320 \text{ Н.}$$

Для підшипника в опорі В:

$$P_B = (XVR_{rB} + YR_{aB})K_B K_T = (0.41 \cdot 1 \cdot 530 + 0.68 \cdot 1140) \cdot 1.3 \cdot 1.05 = 1360 \text{ Н.}$$

Ресурс підшипника в опорі А складає:

$$L_{hA} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{27500}{2320} \right)^3 = 9250 \text{ год.}$$

Ресурс підшипника в опорі В складає:

$$L_{hB} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{27500}{1360} \right)^3 = 45900 \text{ год.}$$

Дійсний ресурс підшипників очевидно перевищуватиме розраховані величини, оскільки частота обертання втулки не завжди буде максимальною, прийнятою в розрахунках, а сам привід не буде постійно працювати в режимі максимального крутного моменту, що призведе до зменшення навантаження на підшипники.

Таким чином, вважаємо, що підшипники підібрані вірно.

2.4 Вибір раціональних конструктивно-геометричних параметрів модернізованого вузла

З літературних джерел відомо про пріоритетну роль приводів подач у формуванні навантажувальної здатності та точності силових вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання. Навантажувальна здатність визначається, з однієї сторони, величиною сили подачі, а з іншої – втратами на тертя, причому останні є некорисними втратами. На точність обробки деталей значним чином впливають похибки положення вихідного органу приводу подачі в напрямних, що визначаються величиною контактних деформацій та зазору. Намагання підвищувати навантажувальну здатність інтенсивними методами, направленими на мінімізацію опрокидуючих моментів, що діють на

пінольний вузол, обмежуються різким зменшенням точності положення останнього в напрямних, котре виражається в “планетарному” русі пінолі в межах зазору. Таким чином, розгляд умов функціонування пінольного вузла необхідно проводити з одночасним визначенням тих параметрів, що впливають на обидві характеристики.

Отже, ефективність приводів подач по навантажувальній здатності визначається втратами на тертя. Тертя є складний фізичний процес, єдиної теорії якого до сих пір не створено. Однак перевірені практикою гіпотези стверджують, що при контакті двох твердих тіл сила тертя пропорційна контактному тиску, який виникає на поверхні цих тіл. Визначення величини контактного тиску у більшості випадків є складною задачею теорії пружності, і на практиці часто використовують пропорційну залежність між силою реакції, що є інтегрованою величиною контактного тиску, прикладеного в точці рівноваги об’ємної епюри розподілу цього тиску на поверхні контакту по нормалі до останньої в зазначеній точці, і силою тертя, що діє в протилежному до вектора руху напрямку по дотичній до поверхні контакту. Величину коефіцієнта пропорційності, що прийнято називати коефіцієнтом тертя, визначають в залежності від фізико-геометричних умов поверхонь контакту: форми, шорсткості, матеріалу тіл, наявності змащення тощо.

При визначенні контактних деформацій методами теорії пружності зовнішні силові фактори впливу на кожне з взаємодіючих тіл описуються через умови розподілу навантаження на поверхні, які у даному випадку являються контактними тисками. Зважаючи на складність визначення контактних тисків та їх розподіл по поверхні широко використовуються степеневі залежності між контактними тисками і деформаціями, що через параметри математичних співвідношень враховують фізичні та геометричні особливості контакту тіл. Найбільш широко вивченою є степенева залежність, що має вид:

$$\delta = c p^m, \quad (2.1)$$

де δ – контактна деформація, p – контактний тиск, c і m – коефіцієнт залежності та показник степені, що визначаються конкретними умовами.

Як показують проведені дослідження, більш точні результати отримуються у разі використання показника степені $m = 2$ чи $m = 3$. Однак у більшості випадків все ж застосовують показник $m = 2$, оскільки у такому разі подальші математичні викладки стають простішими.

Таким чином, побудову математичної моделі функціонування приводу подачі пінольного типу варто здійснювати на основі визначення величини контактних тисків. Це дасть змогу на наступному етапі безпосередньо визначати втрати на тертя, а отже і навантажувальну здатність, і контактні деформації, що слугуватимуть для розрахунку похибок положення вихідного органу приводу подачі в напрямних.

При розрахунку контакту двох циліндричних тіл у поперечному перерізі відомо тільки те, що контактні тиски направлені до осі пінолі. Ні їх величини, ні їх напрямки не відомі. До того ж для контакту циліндричних тіл справедливо, що зміна величини контактної деформації призводить до зміни дуги контакту, внаслідок чого сумарна деформація не може знаходитись через геометричне додавання. Неврахування цього явища призводить до того, що значення коефіцієнта c залежності між контактною деформацією і контактним тиском у таких математичних моделях встановлюється тільки для певної величини чи вузького діапазону значень навантажуючої сили. Для інших значень необхідно проводити додаткові дослідження і встановлювати інші величини зазначеного коефіцієнта.

Однак, перш ніж приступити до побудови такої моделі, наведемо певні припущення:

1. Піноль та напрямні корпуса розглядаються як абсолютно жорсткі тіла, окрім поверхневих шарів, що зазнають контактних деформацій.
2. Контактні деформації в стиках напрямних є пружними і пов'язані з контактними тисками степеневою залежністю (2.1).

3. Похибки виготовлення напрямних не враховуються.

4. Функціонування пінольного вузла розглядається в усталеному режимі, що відповідає усталеному процесу обробки.

Пінольний вузол, будучи вихідним органом приводу подачі, містить в собі вихідний орган приводу головного руху – шпindel, на який і діють сили, що виникають в процесі обробки. З теорії різання відомо, що у більшості технологічних операцій, для яких використовується модернізуема силова головка, на шпindel діють в загальному випадку осьова та радіальна складові сили різання та крутний момент. Враховуючи специфіку роботи шпинделя в пінольному вузлі, на останній будуть діяти осьова та радіальна складові сили різання, а крутний момент сприймається приводом головного руху. Реактивний момент, що виникає в підшипникових вузлах шпинделя, досить малий за величиною внаслідок низького значення коефіцієнта тертя кочення, а тому даним моментом для спрощення розрахунків можна знехтувати.

Враховуючи конструкцію приводу подачі модернізуємого силового вузла, який представляє собою гвинтову пару кочення, що приводиться в обертання через запобіжну сильфону муфту двигуном постійного струму, робимо висновок, що дію описаного механізму на пінольний вузол можна еквівалентно представити у вигляді ексцентрично прикладеної сили паралельно осі пінолі. На відміну від звичайної гвинтової передачі, у якій внаслідок наявності зазорів та похибок виготовлення профілю різьби можуть виникати тимчасові радіальні сили, у передачі ГГК зазначені сили майже не виникають, і тому їх не враховуємо.

Модернізована конструкція приводу головного руху, в основу якої покладена ексцентрична гвинтова передача, змінює картину силового навантаження на пінольний вузол. При передачі крутного моменту у парі гвинт-гайка виникають три складові сили: тангенціальна, яка направлена по дотичній до осі пінолі, радіальна, яка направлена по нормалі до осі пінолі, та осьова, що діє паралельно осі пінолі. Тангенціальна сила, що має плече відносно осі пінолі, є не що інше, як крутний момент, котрий, як було відмічено вище, сприймається

приводом головного руху. Отже, у даному випадку необхідно враховувати дію двох складових сил.

Для опису розташування діючих на пінольний вузол сил введемо наступну прямокутну систему координат. Вісь Z сумістимо з віссю отвору напрямних, а за додатній напрямок візьмемо напрямок вектору руху подачі при здійсненні процесу обробки (див. рис. 2.3). Вісь X розміщуємо перпендикулярно осі Z горизонтально, а за додатній напрямок візьмемо напрямок осі X вправо, якщо дивитися назустріч додатному напрямку осі Z . Вісь Y розміщуємо перпендикулярно осям Z і X , відповідно вертикально з додатнім напрямком осі Y вгору, якщо дивитися назустріч додатному напрямку осі Z , при цьому вісь X буде направлено вправо. За початок координат візьмемо точку посередині активної ділянки довжини напрямних.

Приймаємо, що з боку процесу обробки на пінольний вузол діє сила технологічного опору P , осьова складова P_O якої розміщена з ексцентриситетом a_P відносно осі Z та направлена протилежно її додатному напрямку, а радіальна складова P_R сили технологічного опору розміщена у площині, паралельній площині XOY . Відстань між цими двома площинами складає b_P , а кут між площиною розташування сили P та площиною XOZ складає α_P . Додатне значення кута α_P відкладається проти годинникової стрілки, якщо дивитися на додатний напрямок осі Z . Кут між силою технологічного опору P та її осьовою складовою P_O складає β_P , а його значення визначається розташуванням радіальної складової P_R . Додатним напрямком кута β_P вважається такий, при якому сила P_R у точці прикладення направлена від осі Z .

На подолання сили технологічного опору та сил тертя з боку привода подачі на пінольний вузол діє сила подачі F , яка розміщена з ексцентриситетом a_F відносно осі Z та направлена в сторону, що співпадає з її додатнім напрямком. Кут між площиною, що проходить через вісь Z та силу подачі F , і площиною XOZ складає α_F .

У диференційному механізмі привода головного руху виникає додаткова сила подачі F_∂ , осьова складова $F_{O\partial}$ якої розміщена з ексцентриситетом $a_{F\partial}$

відносно осі Z та направлена в сторону, що співпадає з її додатним напрямком. Радіальна складова додаткової сили подачі $F_{R\partial}$ розміщена у площині, паралельній площині XOY .

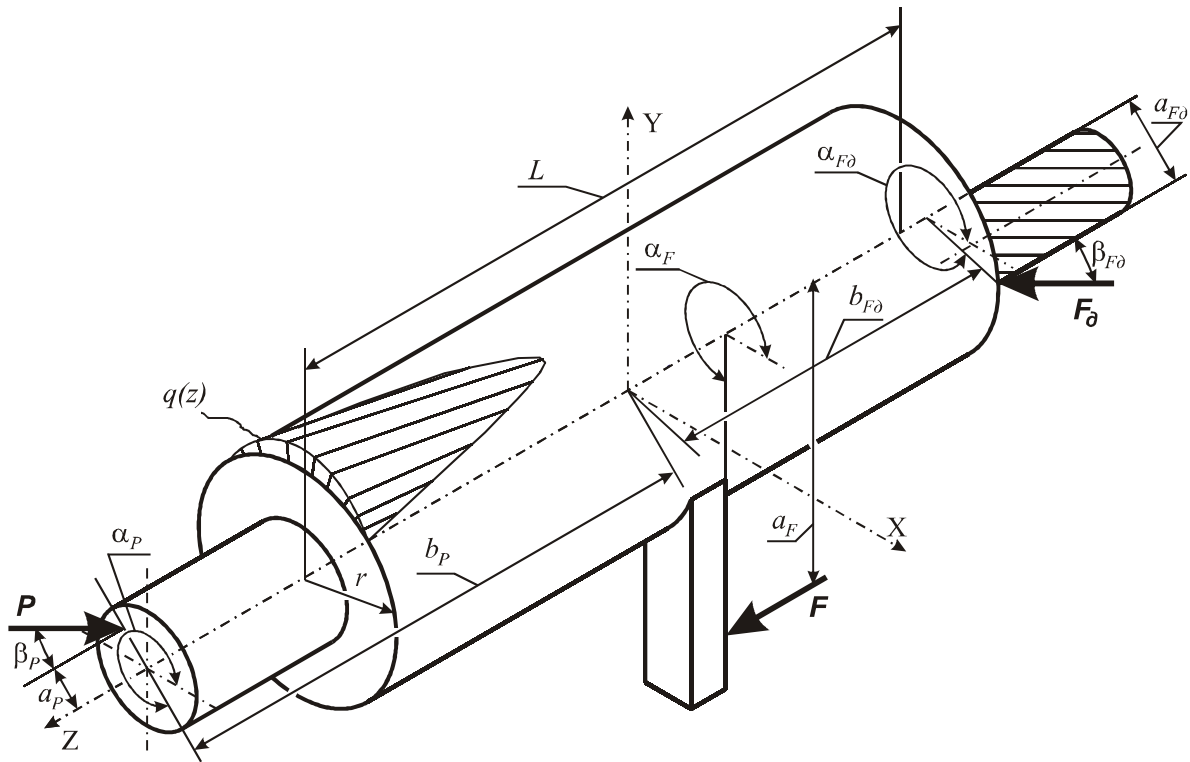


Рис. 2.3. Схема навантаження пінольного вузла модернізованої силової головки

Відстань між цими двома площинами складає $b_{F\partial}$, а кут між площиною розташування сили F та площиною XOZ складає $\alpha_{F\partial}$. Додатне значення кута $\alpha_{F\partial}$ відкладається проти годинникової стрілки, якщо дивитися на додатний напрямок осі Z . Кут між додатковою силою подачі F та її осьовою складовою $F_{O\partial}$ складає $\beta_{F\partial}$, а його значення визначається розташуванням радіальної складової $F_{R\partial}$. Додатним напрямком кута $\beta_{F\partial}$ вважається такий, при якому сила $F_{R\partial}$ у точці прикладення направлена від осі Z .

Степінь переміни структури оцінюємо за допомогою коефіцієнта переміни структури:

$$K_{II} = \frac{F_{\partial}}{F + F_{\partial}}. \quad (2.2)$$

Сили технологічного опору та сили подач надалі будемо називати навантажуючими силами. Під дією зазначених сил піноль, що розміщена в

напрямних, буде викликати контактну деформацію їх поверхневих шарів. Внаслідок спричиненої контактної деформації на піноль буде діяти контактний тиск, що представляє собою розподілене на поверхні пінолі навантаження. Інтенсивність даного навантаження будемо визначати за два етапи. На першому етапі розглянемо картину контактної деформації в площині, нормальній до осі пінолі, а на другому – вдовж осі пінолі в межах довжини L активної ділянки напрямних.

Контакт пінолі з напрямними будемо розглядати як контакт одного циліндричного тіла, розміщеного в циліндричному отворі іншого тіла з надмалим зазором у порівнянні з розмірами контактуємих тіл. На даний випадок не розповсюджується відомий розв'язок контактної задачі, знайдений Г. Герцом.

Піноль в межах довжини L активної ділянки напрямних розіб'ємо на елементарні диски товщиною dz , оскільки відлік проводиться вздовж осі Z . На кожний такий елементарний диск діє розподілене по дузі навантаження, рівнодіюча якого дорівнює q . Картина деформації такого диска зображена на рис. 2.3.

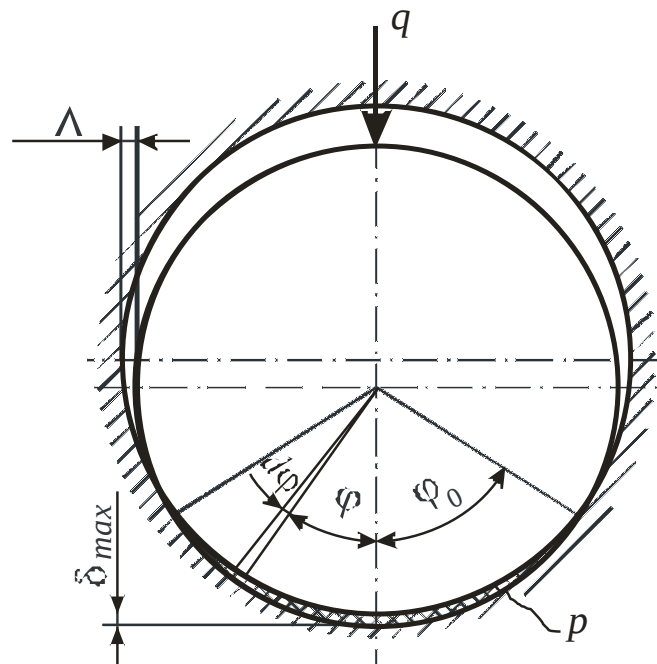


Рис. 2.3. Схема розрахунку контактних деформацій в площині, нормальній до осі пінолі

Приймаємо, що рівнодіюча розподіленого навантаження q діє по осі симетрії даного навантаження та перетинає вісь пінолі. Кутовий розмір дуги розподіленого навантаження знаходиться в межах від $-\varphi_0$ до $+\varphi_0$. Максимальна деформація δ , що її зазнає елементарний диск товщиною dz , співпадає з розташуванням рівнодіючої q .

Визначаємо геометричні залежності в поперечному перетині. Радіальний зазор в довільному осьовому поздовжньому перетині:

$$\Delta_r = \Delta(1 - \cos\varphi),$$

де Δ – радіальний зазор,

φ – кут відліку.

Зміщення поперечного перетину пінолі у довільному осьовому поздовжньому перетині:

$$\delta_\varphi = \delta \cos\varphi - \Delta_r.$$

Зважаючи на прийняту степеневу залежність між зміщенням δ_φ і тиском p , записуємо:

$$p = \frac{\delta_\varphi^2}{c^2}.$$

Вертикальні складові тисків будуть рівними:

$$p_\epsilon = p \cos\varphi = \frac{\delta_\varphi^2 \cos\varphi}{c^2}.$$

Рівнодіючу розподіленого навантаження q в плоскому перетині можна визначити, проінтегрувавши вертикальні складові тисків по дузі контакту пінолі з отвором напрямних корпуса:

$$q = \frac{r}{c^2} \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} (\delta \cos\varphi - \Delta(1 - \cos\varphi))^2 \cos\varphi d\varphi = \frac{2r(\delta + \Delta)^2}{c^2} \left(\sin\varphi_0 - \frac{\sin^3\varphi_0}{3} \right) - \frac{2r\Delta(\delta + \Delta)}{c^2} (\varphi_0 + \cos\varphi_0 \sin\varphi_0) + \frac{2r\Delta^2}{c^2} \sin\varphi_0,$$

де r – радіус пінолі.

Кут φ_0 визначається з умови $\delta_{\varphi_0} = 0$: $\cos\varphi_0 = \frac{\Delta}{\delta + \Delta}$.

Отже:

$$q = \frac{4r\Delta^2}{3c^2} \left(\frac{\delta + \Delta}{\Delta} \right)^2 \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta}{\delta + \Delta} \right)^2} + \frac{2r\Delta^2}{3c^2} \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta}{\delta + \Delta} \right)^2} - \frac{2r\Delta^2}{c^2} \left(\frac{\delta + \Delta}{\Delta} \right) \arccos \left(\frac{\Delta}{\delta + \Delta} \right) \quad (2.3)$$

Переходимо до другого етапу визначення контактних тисків, що діють на піноль. При прийнятих допущеннях у загальному випадку осі пінолі і напрямних, в яких вона розміщена, будуть перехрещеними. В залежності від дії навантажуючих сил контактні тиски різної величини, що змінюються в межах довжини активної ділянки напрямних, локалізуються по поверхні контакту, що може представляти собою або два незв'язаних один з одним пятна контакту, або одне суцільне пятно, що діє на всій чи на частині довжини активної ділянки напрямних. Межі контакту в перетинах, нормальних до осі пінолі, визначаються кутом контакту φ_0 , про що розглянуто вище. В поздовжньому до осі пінолі напрямку межі контакту визначаються, виходячи з розташування пінолі в напрямних з радіальним зазором Δ . Якщо відкинути габаритний розмір – радіус пінолі r , та відповідно зменшити габаритний розмір напрямних, то необхідні геометричні залежності у зазначеному напрямку можна визначати, розглядаючи проекцію пінолі та циліндричного отвору напрямних, зменшених на радіус пінолі r , на площину, нормальну до осі напрямних, що показано на рис. 2.4.

Піноль представлена відрізком, що відповідає величині проекції осі пінолі довжиною L на вказану площину. Напрямні представлені колом радіусом Δ . Центр даного кола співпадає з віссю Z . Взаємне положення точок відрізка проекції осі пінолі та кола визначає величину максимальної деформації δ , що її зазнає елементарний диск товщиною dz , на які розбита піноль, що взятий відповідно до координати розташування точки на проекції осі пінолі. Якщо відстань від вказаної точки до центра кола більша, ніж зазор Δ , то піноль у даному перетині зазнає контактної деформації максимальною величиною δ ,

якщо ж менша, ніж зазор Δ , то контактна деформація у даному випадку відсутня.

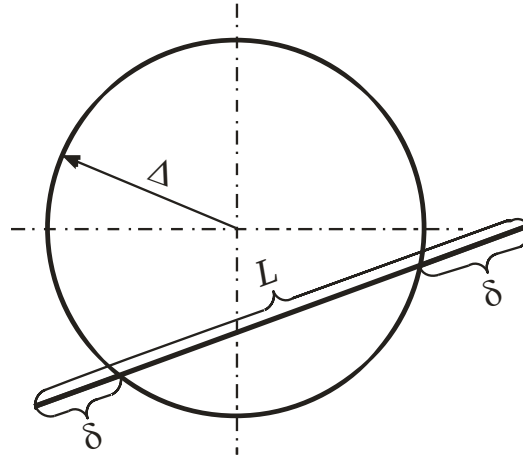


Рис. 2.4. Схема визначення геометричних залежностей у поздовжньому перетині

Як видно з рис. 2.4, величина максимальної деформації δ у кожному перетині пінолі змінна у межах довжини активної ділянки напрямних, відповідно буде змінюватися і рівнодіюча q , тому у залежності (2.3) величини δ і q необхідно записувати як функцію, що залежить від координати z , що співпадає з віссю пінолі:

$$q(z) = \frac{4r\Delta^2}{3c^2} \left(\frac{\delta(z) + \Delta}{\Delta} \right)^2 \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta}{\delta(z) + \Delta} \right)^2} + \frac{2r\Delta^2}{3c^2} \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta}{\delta(z) + \Delta} \right)^2} - \frac{2r\Delta^2}{c^2} \left(\frac{\delta(z) + \Delta}{\Delta} \right) \arccos \left(\frac{\Delta}{\delta(z) + \Delta} \right) \quad (2.4)$$

Для визначення величини максимальної деформації δ та встановлення закону її зміни по координаті z розглянемо положення осі пінолі в двох взаємоперпендикулярних площинах, що перетинають вісь Z (див. рис. 2.5). Нехай це будуть площини XOZ та YOZ . У площині XOZ положення точок осі пінолі визначається рівнянням прямої:

$$x = \lambda_x + \gamma_y z,$$

де λ_x – зміщення осі пінолі по осі X у початковому перетині;

γ_y – кут нахилу осі пінолі навколо осі Y у розглядаємій площині XOZ .

У площині YOZ положення точок осі пінолі визначається рівнянням прямої:

$$y = \lambda_y + \gamma_x z,$$

де λ_y – зміщення осі пінолі по осі Y у початковому перетині;

γ_x – кут нахилу осі пінолі навколо осі X у розглядаємій площині YOZ.

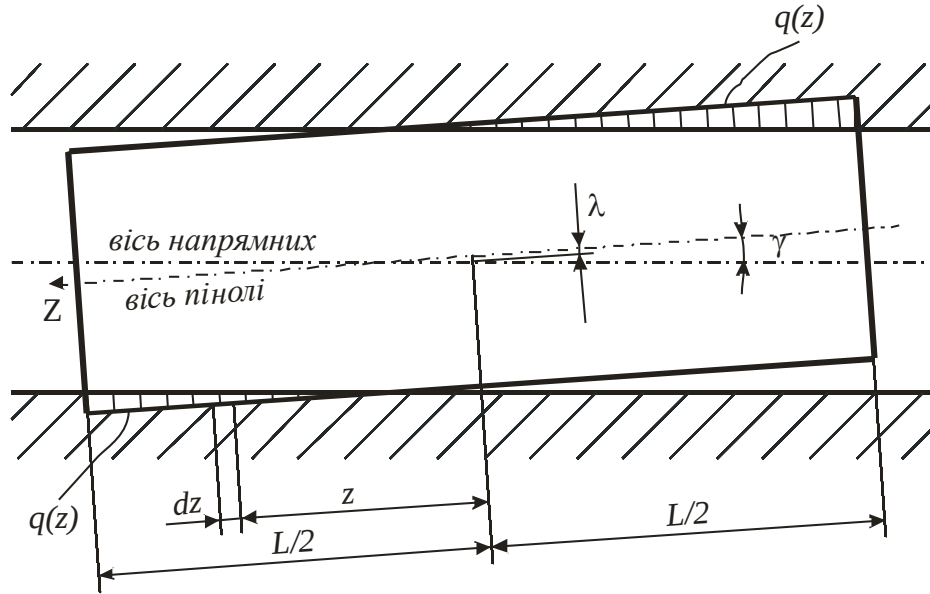


Рис. 2.5. Деформація пінолі у поздовжньому перетині

Таким чином, відстань між віссю пінолі та віссю Z у кожному перетині, що визначається координатою z , відповідає геометричній сумі координат точок осі пінолі у площині XOY, а максимальна деформація δ визначатиметься як функція по координаті z , причому від'ємних значень дана функція мати не може:

$$\delta(z) = \begin{cases} \sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2} - \Delta, & \text{якщо } \sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2} - \Delta > 0 \\ 0, & \text{якщо } \sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2} - \Delta < 0 \end{cases}.$$

Контактні тиски, що виникають внаслідок дії на піноль зовнішньоприкладених навантажуючих сил, є реактивним навантаженням. Проекції зовнішньоприкладених сил та моментів повинні бути врівноважені реактивними силами та моментами, у даному випадку від контактних тисків.

Знайдемо величини проекцій контактних тисків на вісь X та Y та їх моменти відносно цих же осей. Для цього проінтегруємо проекції рівнодіючої $q(z)$ та моменти від цих проекцій в межах довжини активної ділянки напрямних від $-L/2$ до $+L/2$:

$$\left. \begin{aligned} R_X &= \int_{-L/2}^{L/2} q(z) \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \\ R_Y &= \int_{-L/2}^{L/2} q(z) \cdot \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \\ M_X &= \int_{-L/2}^{L/2} q(z) \cdot z \cdot \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \\ M_Y &= \int_{-L/2}^{L/2} q(z) \cdot z \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

У подальших розрахунках необхідно враховувати сили тертя. Приймаємо, що сила тертя пропорційна до реакції, а коефіцієнт пропорційності вважається коефіцієнтом тертя μ . В якості реакції у даному випадку виступає розподілене навантаження. Оскільки сили тертя направлені проти вектора руху тіла, а за прийнятою системою координат це вісь Z, то проекцій сил тертя на осі X та Y не буде. В той же час моменти від даних сил навколо зазначених осей існуватимуть, оскільки сили тертя діють по поверхні контакту, тобто з плечем відносно осей, рівним радіусу пінолі r . Проводячи аналіз можливого розташування ділянки контакту пінолі з напрямними, приходимо до висновку, що момент сили тертя навколо однієї з осей формують проекції сил тертя на іншу вісь у площині, перпендикулярній до осі напрямних. Зважаючи на описану вище картину дії зовнішньоприкладених сил та виникаючих при русі пінолі сил тертя, визначаємо їх проекції на осі координат та моменти відносно них:

$$\begin{aligned}
R_X &= -P \sin \beta_P \cos \alpha_P - F \sin \beta_F \cos \alpha_F - F_\partial \sin \beta_{F\partial} \cos \alpha_{F\partial}; \\
R_Y &= -P \sin \beta_P \sin \alpha_P - F \sin \beta_F \sin \alpha_F - F_\partial \sin \beta_{F\partial} \sin \alpha_{F\partial}; \\
M_X &= P \sin \beta_P \sin \alpha_P b_P - P \cos \beta_P \sin \alpha_P a_P + F \sin \beta_F \sin \alpha_F b_F + \\
&+ F \cos \beta_F \sin \alpha_F a_F + F_\partial \sin \beta_{F\partial} \sin \alpha_{F\partial} b_{F\partial} + F_\partial \cos \beta_{F\partial} \sin \alpha_{F\partial} a_{F\partial} - \mu R_Y r; \\
M_Y &= -P \sin \beta_P \cos \alpha_P b_P + P \cos \beta_P \cos \alpha_P a_P - F \sin \beta_F \cos \alpha_F b_F - \\
&- F \cos \beta_F \cos \alpha_F a_F - F_\partial \sin \beta_{F\partial} \cos \alpha_{F\partial} b_{F\partial} - F_\partial \cos \beta_{F\partial} \cos \alpha_{F\partial} a_{F\partial} + \mu R_X r.
\end{aligned}$$

Враховуючи, що у основна сила подачі F розташована паралельно осі Z , представлену вище систему рівнянь можна спростити:

$$\begin{aligned}
R_X &= -P \sin \beta_P \cos \alpha_P - F_\partial \sin \beta_{F\partial} \cos \alpha_{F\partial}; \\
R_Y &= -P \sin \beta_P \sin \alpha_P - F_\partial \sin \beta_{F\partial} \sin \alpha_{F\partial}; \\
M_X &= P \sin \beta_P \sin \alpha_P b_P - P \cos \beta_P \sin \alpha_P a_P + F \cos \beta_F \sin \alpha_F a_F + \\
&+ F_\partial \sin \beta_{F\partial} \sin \alpha_{F\partial} b_{F\partial} + F_\partial \cos \beta_{F\partial} \sin \alpha_{F\partial} a_{F\partial} - \mu R_Y r; \\
M_Y &= -P \sin \beta_P \cos \alpha_P b_P + P \cos \beta_P \cos \alpha_P a_P - F \cos \beta_F \cos \alpha_F a_F - \\
&- F_\partial \sin \beta_{F\partial} \cos \alpha_{F\partial} b_{F\partial} - F_\partial \cos \beta_{F\partial} \cos \alpha_{F\partial} a_{F\partial} + \mu R_X r.
\end{aligned} \tag{2.6}$$

В системі рівнянь (2.6) знаки моментів від сил тертя взяті, виходячи з розташування ділянки контакту, а не із знаку суми проекцій зовнішньоприкладених сил.

Наявність сил тертя означає, що сила технологічного опору P та сума сил подач $F + F_\partial$ не будуть рівними, як і не будуть рівними їх проекції на вісь Z . Різниця між зазначеними проекціями визначатиме втрати на тертя.

При визначенні проекцій сил тертя на вісь Z необхідно враховувати, що ці сили виникатимуть на всій площині контакту, а отже необхідно знати сумарну величину контактних тисків. Для цього проінтегруємо рівнодіючу $q(z)$

розподіленого по дузі навантаження по всій довжині L активної ділянки напрямних. Рівняння проекцій сил на вісь Z у такому випадку матиме вигляд:

$$-P \cos \beta_P + F + F_\delta \cos \beta_{F_\delta} - \mu \int_{-L/2}^{L/2} |q(z)| dz = 0. \quad (2.7)$$

Таким чином, співвідношення між сумою сил подач F та F_δ і силою технологічного опору P визначається із системи рівнянь (2.2), (2.5) – (2.7). Тому одну із сил необхідно задавати на початку розрахунку, а значення іншої буде результатом проведених обчислень. Зазначене співвідношення характеризує ефективність навантажувальної здатності пінольного вузла, для оцінки якої рекомендовано користуватися миттєвим коефіцієнтом передачі сил:

$$\varepsilon = \frac{F + F_\delta}{P}. \quad (2.8)$$

Представлена система рівнянь (2.2), (2.5) – (2.8) реалізована в пакеті прикладних програм Mathematica (додаток А) за допомогою блоку розв'язку систем нелінійних рівнянь методом хорд з попереднім вибором наближених значень невідомих та ітераційним наближенням точності розрахунків відповідно до необхідної точності значення коефіцієнта передачі сил ε . Результатом розрахунків є зміщення осі пінолі відносно осі напрямних λ_x, λ_y в площині XOY , кути відхилення осі пінолі відносно той же осі напрямних γ_x, γ_y та коефіцієнт ε . Результати розрахунків представлені у вигляді графіків, які зображені на рис. 2.7 – 2.18.

Для прикладу було проведено визначення раціональних значень параметрів перемінної структури приводу подачі. Прийнято наступні величини конструктивних параметрів пінольного вузла:

довжина активної ділянки напрямних $L = 400$ мм;

радіус пінолі $r = 52$ мм;

радіальний зазор $\Delta = 0.005$ мм;

коефіцієнт тертя $\mu = 0.15$;

коефіцієнт пропорційності у степеневій залежності між контактними тисками і деформаціями $c = 0.0012$;

ексцентриситет прикладення сили подачі $a_F = 130$ мм;

сила подачі $F = 5000$ Н.

Приймаємо, що на пінольний вузол з боку процесу обробки діє сила, що має кут нахилу до осі пінолі $\beta_P = 5^\circ$, виліт радіальної складової даної сили по відношенню до початку системи координат складає $b_P = 375$ мм, а ексцентриситет прикладення осьової складової зазначеної сили складає $a_P = 0.1$ мм.

Додаткова сила подачі прикладена з ексцентриситетом до осі пінолі $a_{F\delta} = 12$ мм, а виліт радіальної складової даної сили по відношенню до початку системи координат складає $b_{F\delta} = -265$ мм. Інші параметри необхідно визначити.

Спочатку розглядаємо залежність миттєвого коефіцієнта передачі сил ε від кутів площин розташування сили технологічного опру P та додаткової сили подачі F_δ відносно площини XOZ (рис. 2.7, 2.8). Коефіцієнт переміни структури K_{II} та кут нахилу додаткової сили подачі до осі пінолі $\beta_{F\delta}$ залишаються без змін.

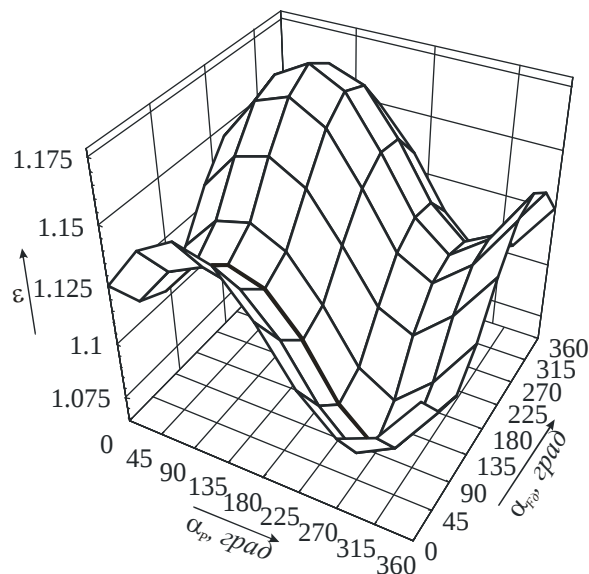


Рис. 2.7. Залежність $\varepsilon = f(\alpha_P, \alpha_{F\delta})$.

На графіках видно, що найменші втрати на тертя, що визначаються миттєвим коефіцієнтом передачі сил ε , спостерігаються при куті площини розташування додаткової сили подачі F_δ відносно площини XOZ $\alpha_{F\delta} = 90^\circ$.

Отже, в подальших розрахунках використовуємо зазначену величину. На рис. 2.8 представлена картина контактних деформацій саме для цього випадку.

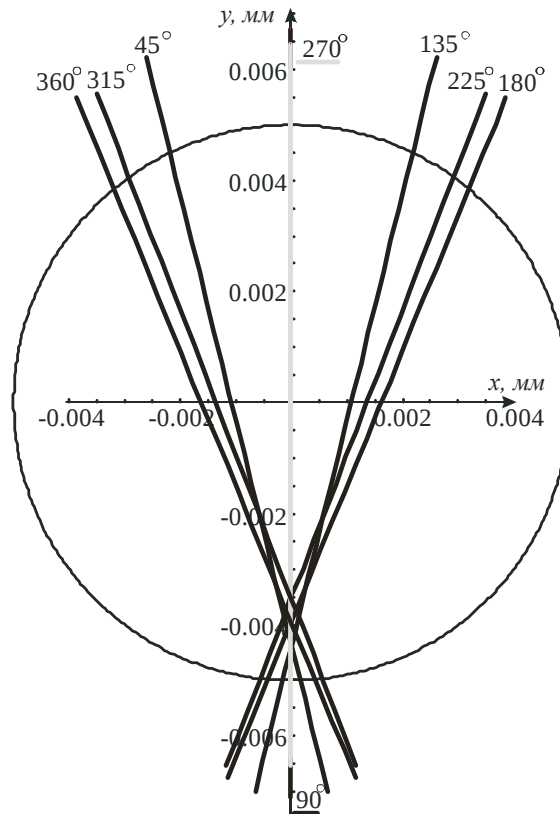


Рис. 2.8. Положення осі пінолі в межах зазору

Переходимо до визначення раціонального значення кута нахилу додаткової сили подачі до осі пінолі $\beta_{F\partial}$. Будуємо графіки залежностей при зміні величини даного кута в широких межах (рис. 2.9, 2.10), а потім уточнюємо величину на меншому проміжку (рис. 2.11, 2.12).

На представлених графіках видно, що найменші значення миттєвого коефіцієнта передачі сил спостерігаються при $\beta_{F\partial} = 12^\circ$. На рис. 2.10, 2.12 представлені картини контактних деформацій при зміні кута нахилу додаткової сили подачі до осі пінолі. Загальна величина похибки розташування пінолі в напрямних зменшується.

Тепер проаналізуємо взаємний вплив на миттєвий коефіцієнт передачі сил ε коефіцієнта переміни структури K_{Π} та кута нахилу додаткової сили подачі до осі пінолі $\beta_{F\partial}$. При збільшенні кута нахилу додаткової сили подачі менші величини миттєвого коефіцієнта передачі сил спостерігаються при менших

значеннях коефіцієнта переміни структури (рис. 2.13). На рис. 2.14 представлена контактної деформації для значення кута нахилу додаткової сили подачі до осі пінолі $\beta_{F\partial} = 12^\circ$.

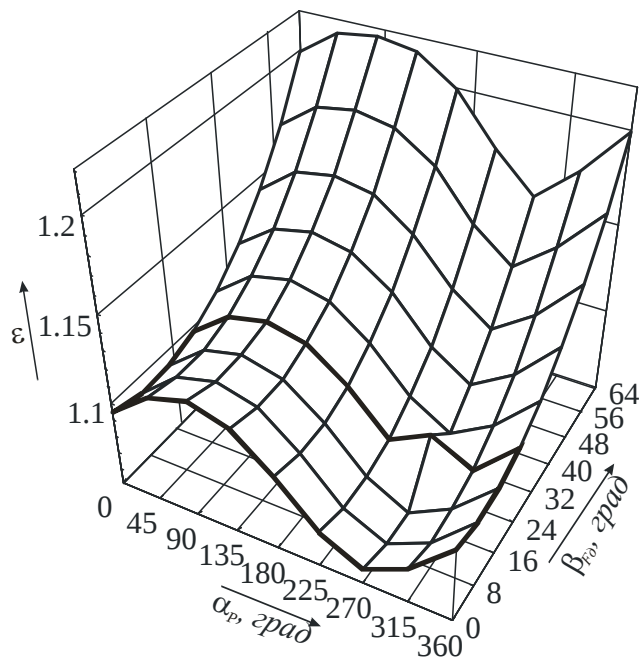


Рис. 2.9. Залежність $\varepsilon = f(\alpha_p, \beta_{F\partial})$.

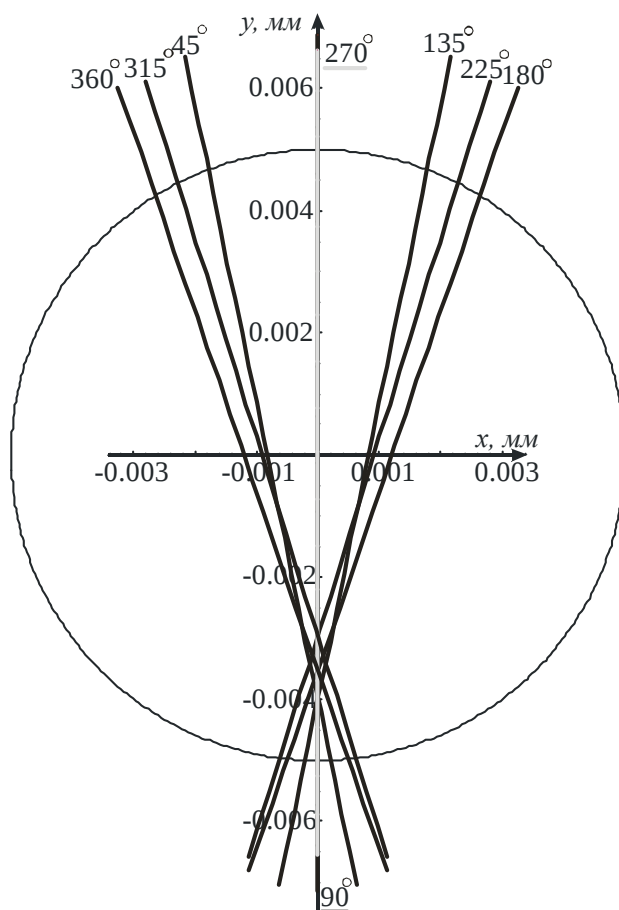


Рис. 2.10. Положення осі пінолі в межах зазору

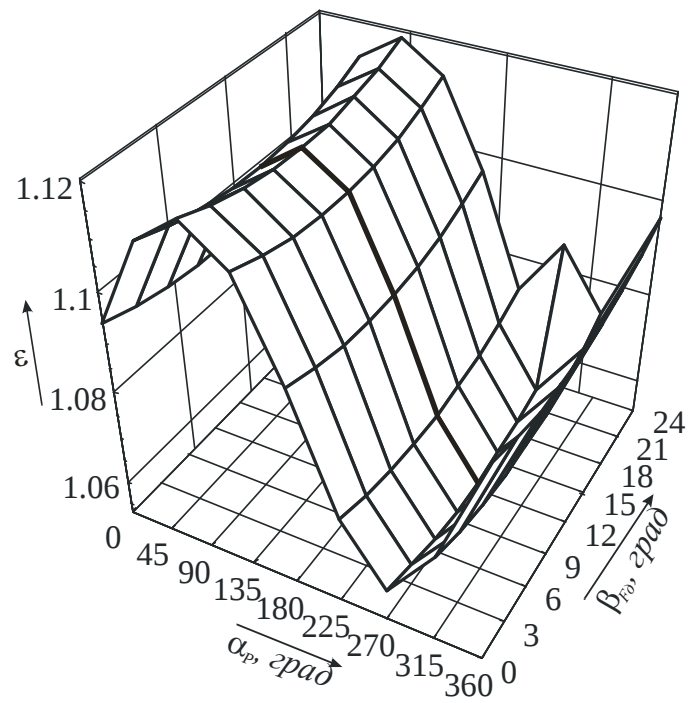


Рис. 2.11. Залежність $\varepsilon = f(\alpha_p, \beta_{Fa})$.

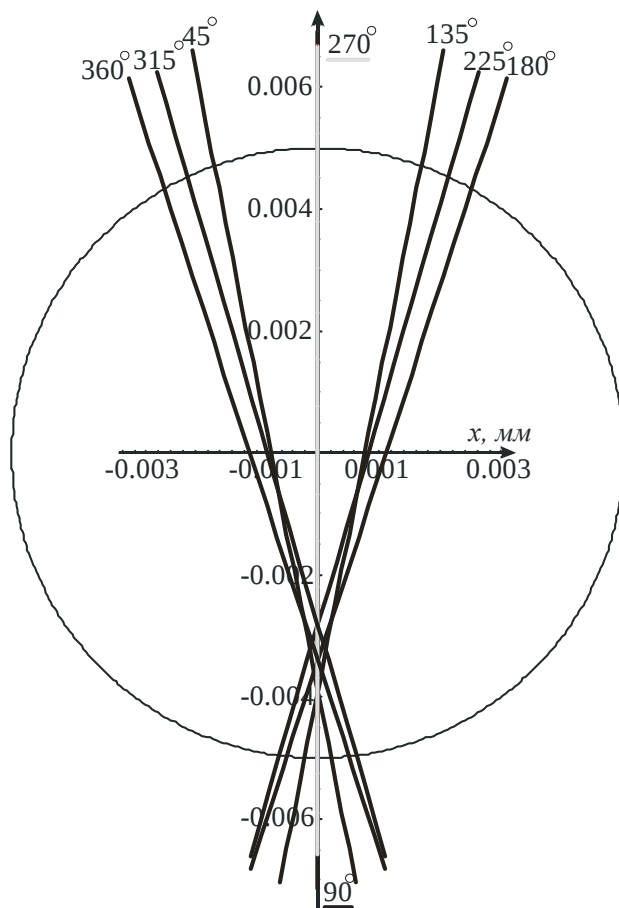


Рис. 2.12. Положення осі пінолі в межах зазору

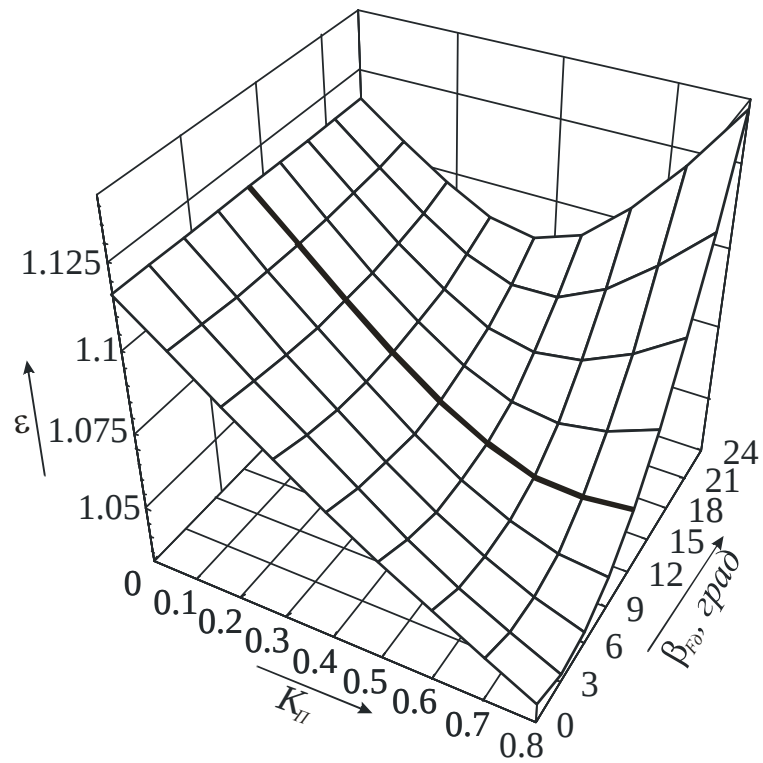


Рис. 2.13. Залежність $\varepsilon = f(K_I, \beta_{Fa})$.

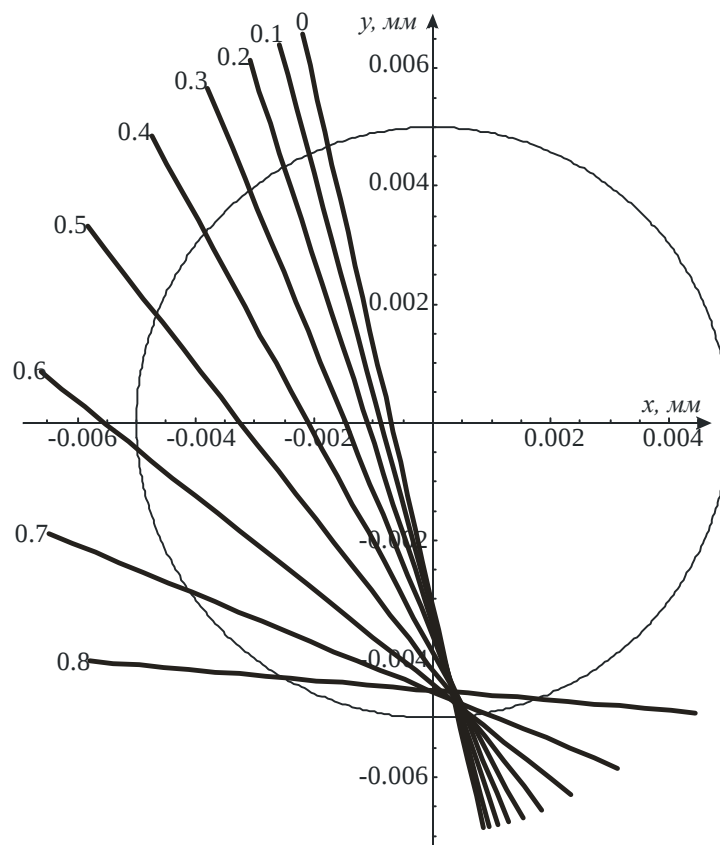


Рис. 2.14. Положення осі пінолі в межах зазору

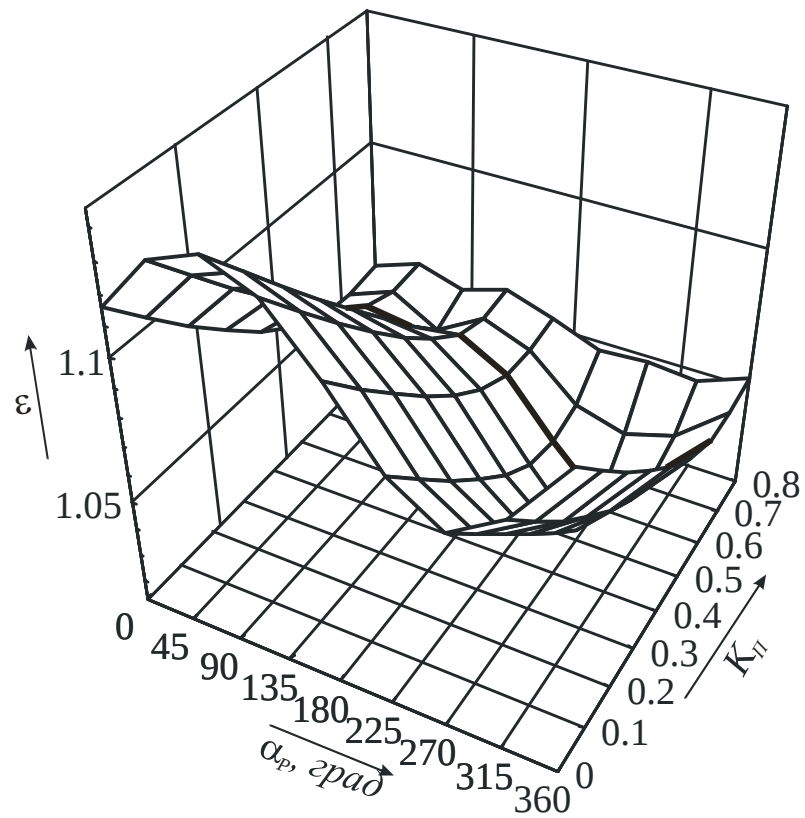


Рис. 2.15. Залежність $\varepsilon = f(\alpha_p, K_i)$.

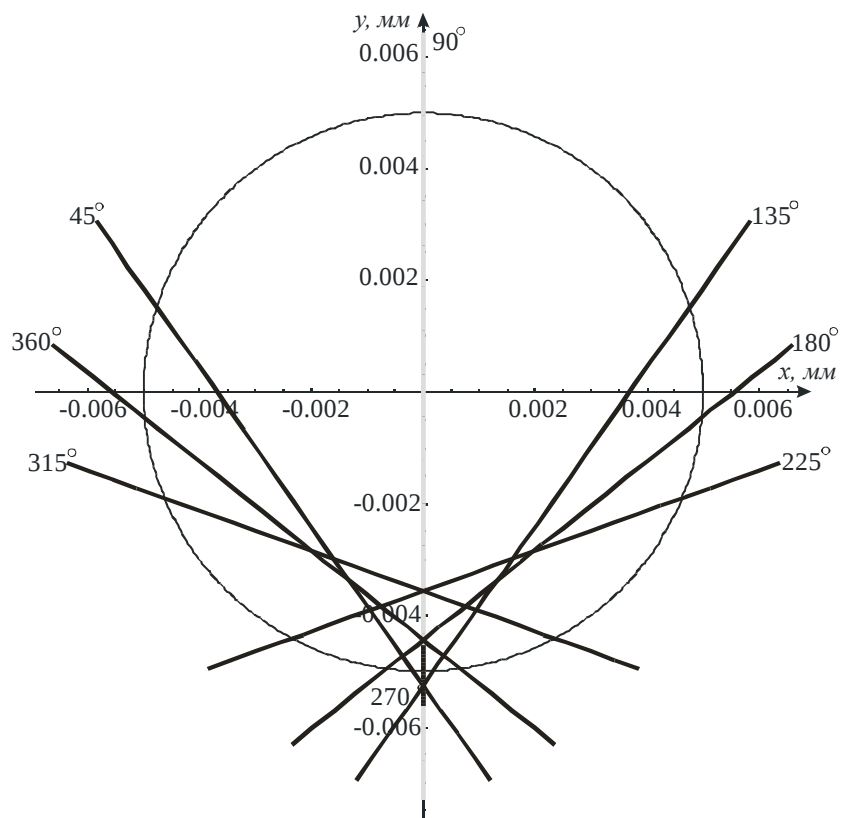


Рис. 2.16. Положення осі пінолі в межах зазору

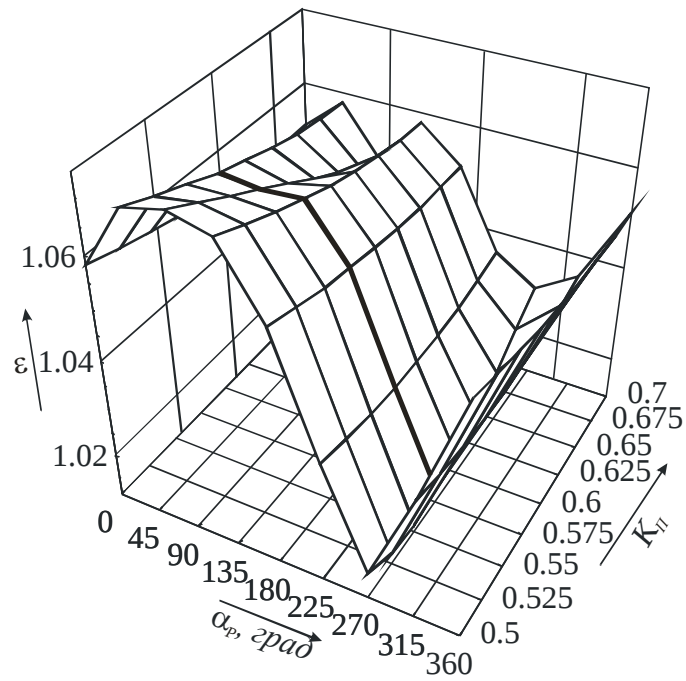


Рис. 2.17. Залежність $\varepsilon = f(\alpha_p, K_{II})$.

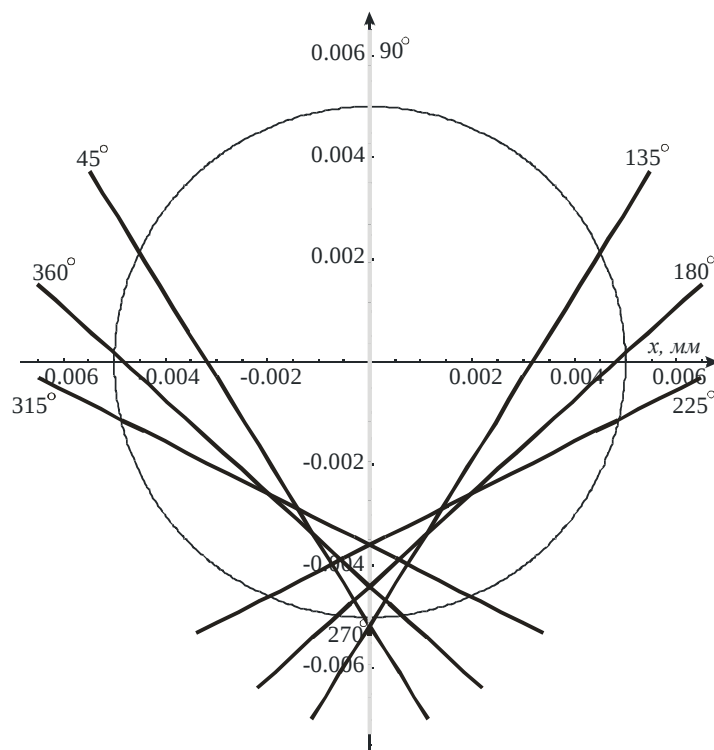


Рис. 2.18. Положення осі пінолі в межах зазору

Переходимо до визначення раціонального значення коефіцієнта переміни структури K_{II} в залежності від зміни положення сили технологічного опору. З рис. 2.15 видно, що найбільш вдала картина зміни миттєвого коефіцієнта передачі сил ε спостерігається на проміжку значень коефіцієнта K_{II} від 0.5 до

0.7. В подальшому уточнюємо значення зазначеного коефіцієнта на цьому проміжку (рис. 2.17). З аналізу картин контактних деформацій (рис. 2.16, 2.18) робимо висновок, що найбільш раціональним значенням коефіцієнта переміни структури K_{II} буде величина 0.575 при куті $\beta_{F\delta} = 12^\circ$.

Таким чином робимо висновок, що при розташуванні сили, що діє з боку процесу обробки, з кутом нахилу до осі пінолі 5° , з вильотом радіальної складової даної сили по відношенню до початку системи координат 375 мм, з ексцентриситетом прикладення осьової складової зазначеної сили 0.1 мм, за умови, що привід подачі розвиває силу 5000 Н, додаткову силу подачі необхідно розміщати під кутом нахилу до осі пінолі 12° , з кутом нахилу площини розташування даної сили до площини XOZ 90° , забезпечуючи при цьому значення коефіцієнта переміни структури $K_{II} = 0.575$.

ВИСНОВКИ

В роботі виконано модернізацію силової головки агрегатного верстата з метою підвищення її продуктивності, точності та надійності роботи.

Для досягнення поставленої мети було вирішено наступні задачі:

- проаналізовано конструкцію базової силової головки агрегатного верстата та виявити її недоліки;
- виконано огляд існуючих конструкцій силових головок агрегатних верстатів та розроблено напрямки їх вдосконалення;
- обґрунтовано вибір напрямку модернізації силової головки відповідно до поставлених технічних вимог;
- проведено розрахунок на міцність відповідних деталей модернізованої конструкції;
- розроблено конструкторську документацію на модернізовану силову головку.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Модульно-параметричний принцип розробки проектів шестеренних гідравлічних машин. / Апаракін А.Р. // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 51-58.
2. Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.
3. Shcherbyna K. Kinematics of cutting process while honing holes with a hone with variable geometry of sticks / K. Shcherbyna, A. Hrechka, V. Mazhara, T. Diachenko//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2020. – Вип.50. – С.159-164
4. Щербина К.К. Експериментальне дослідження деформації пружно-гвинтового хона / К.К. Щербина, М.М. Підгаєцький, В.А. Мажара, А.І. Гречка, Т.В. Дяченко // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. пр. – Кропивницький : ЦНТУ, 2022. – Вип. 5 (36). – Ч. 2. – С. 31-38.
5. Апаракін А.Р. Синтез схем навантаження силових елементів кулькогвинтового гідропідсилювача з аксіальною структурою приводу / А.Р. Апаракін, П.М. Єрьомін, В.А. Мажара // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – Вип. 9 (40). - Ч. II. – С. 23-31.
6. Мажара В.А. Система автоматизованого проектування технологічного оснащення / В.А. Мажара, К.К. Щербина, А.М. Артюхов, С.А. Тененика, І.С. Шестаков // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.
7. Кириченко А. М. Аналіз кінематики верстата з двохкоординатним механізмом паралельної структури "біпод" / А. М. Кириченко, Л. В. Ленченко,

- С. М. Заїка // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Тернопіль : ТДТУ, 2008. - № 2. - С. 74-81
8. Кириченко А. М. Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, Л. В. Ленченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Кіровоград : КНТУ, 2008. - Вип. 20. - С. 97-103.
9. Кириченко А. М. Визначення силових характеристик приводів обладнання з механізмами паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДПУ, 2008. - Вип. 5 (52), ч. 2. - С. 50-53.
10. Заїка С. М. Точність верстатів із плоскими механізмами паралельної структури / С. М. Заїка, А. М. Кириченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". - Суми : СумДУ, 2010. - № 4. - С. 19-23.
11. Кириченко А. М. Особливі положення плоских механізмів паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, А. М. Федотьев // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДУ, 2010. - Вип. 5 (64), ч. 1. - С. 94-99.
12. Щербина К. Динамічний аналіз кульково-клинового хону в зоні малих переміщень / Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка С., Масляніков В. // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2024. - №3 (337). - С.250-254.
13. Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка А., Масляніков В. Дослідження повздовжньої сталості пружно-гвинтового хону з гвинтовими канавками // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.493-499.
14. Щербина К., Заїка А., Заїка С., Мажара В., Скібінський Я. Управління точністю нарізання черв'ячних коліс збірними черв'ячними фрезами з поділенням

на дві частини профілем інструментальної рейки // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.364-370.

15. Заїка, С., Заїка, А., Лисенко, О., & Скібінський, Я. (2025). Підвищення ефективності обробки отворів корпусних деталей із чавуну деформуючим протягуванням. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences, 357(5.1), 167-174.