

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя  
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій  
(назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин  
(повна назва кафедри)

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

**магістр**

(назва освітнього ступеня)

на тему Розробка і дослідження конструкції багатоканавкового шківів  
приводу головного руху верстата

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МВМ-61  
напряму підготовки (спеціальності) \_\_\_\_\_

133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Студент

(підпис)

Вовкотруб А.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Шанайда В.В.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Крупа В.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

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

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій  
(повна назва факультету)  
Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин  
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
Крупа В.В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)  
« » грудня 2023 р.

### ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр  
(назва освітнього ступеня)  
за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування  
(шифр і назва спеціальності)  
студенту Вовкотрубу Андрію Валерійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка і дослідження конструкції багатоканавкового шківів  
приводу головного руху верстата

Керівник роботи Шанайда Володимир Васильович, к.т.н., доцент  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 16 » листопада 2023 року № 4/7-1063.

2. Термін подання студентом завершеної роботи 19 грудня 2023 р.

3. Вихідні дані до роботи Кінематичні схеми токарних верстатів різних категорій;  
конструктивні креслення токарних патронів; типові схеми діагностики токарних патронів;  
результати попереднього аналізу конструкцій токарних патронів.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити) Аналітичний розділ: провести огляд та  
виконати аналіз проблематики дипломної роботи; здійснити інформаційно-патентний  
пошук. Виконати комплекс кінематичних та силових розрахунків. Визначити напрям подальших  
досліджень. Описати методикку та методи проведення дослідження; сформуванати модель  
вивчення об'єкта дослідження. Відобразити результати оприлюднення отриманих  
результатів. Розробити заходи з ОП та БНС.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)  
Титульний аркуш – 1 арк. ф.А1; Кінематична схема верстата – 1 арк. ф.А1;  
Результати патентного аналізу – 2 арк. ф.А1; Технологічне обґрунтування операцій механічної  
обробки – 1 арк. ф.А1; Привід головного руху верстата – 3 арк. ф.А1;  
Результати наукових досліджень – 3 арк. ф.А1;



## Анотація

Вовкотруб А.В.; "Розробка і дослідження конструкції багатоканавкового шківів приводу головного руху верстата". 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2023 р.

**Мета і задачі дослідження.** *Метою роботи є* визначення величин деформацій та напруженого стану у конструктивних елементах веденого шківів приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата, запровадити методики розрахунку напружено-деформованого стану конструктивних елементів шківів, та розробка рекомендацій з вибору раціональних параметрів модифікованих профілів на стадії їх проектування.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні завдання:

- виконати аналіз теоретичної бази, яка лежить в основі проектування елементів пасових передач;
- здійснити аналіз прийнятих методик для вивчення напружено-деформованого стану об'єкта досліджень;
- визначити напрями та методи вирішення задачі напружено-деформованого стану шківів і їх модифікацій в тримірній об'ємній постановці;
- виконати конструктивний аналіз об'єкта дослідження, провести комплекс конструкторсько-технологічних розрахунків для визначення силових параметрів процесу механічної обробки;
- виконати кінематичний аналіз приводу головного руху верстата;
- розробити твердотілу модель веденого шківів;
- провести дослідження геометричних параметрів різних модифікацій профілю веденого шківів методом кінцевих елементів.

**Об'єкт дослідження.** Геометричний профіль веденого шківів пасової передачі приводу головного руху верстата.

**Предмет дослідження.** Характеристики напружено-деформованого стану

веденого шківa пасової передачі приводу головного руху верстата: згинні та контактні напруження, пружні переміщення (жорсткість) елементів конструкції веденого шківa.

*Методи дослідження.* в роботі використано положення теорії пасових передач з використанням методу кінцевих елементів, методів теорії пружності, теорії міцності, математичного аналізу та базових принципів технології машинобудування.

За результатами проведеного теоретичного аналізу та експериментальних досліджень встановлено що:

- пасові передачі мають багато переваг перед іншими видами механічних передач, але було відзначено і ряд недоліків. Основні недоліки пов'язані із довговічністю, та значними геометричними параметрами такої передачі. Основними функціональними елементами пасових передач є два шківa і власне паси, які передають тягове зусилля від ведучого шківa до веденого. Таким чином, враховуючи необхідність виконання вимог ДСТУ щодо виготовлення і геометричних параметрів пасів, можна зробити висновок, що доцільно вивчити можливість модифікації геометрії ведучого і веденого шківів пасової передачі для отримання найбільш раціональних параметрів пасової передачі у структурі верстатного обладнання;

- сучасні металорізальні верстати дозволяють виконувати механічну обробку різанням за умов девіації швидкістю обертання шпинделя. Простота програмування управління рухами верстата дає можливість задавати різні математичні закони зміни фактичного значення цієї величини. Експериментально встановлено, що в умовах модуляції швидкістю обертання шпинделя процес різання не істотно впливає на обертальний рух шпинделя, так як переважає дія інерції його механічних частин. Доведено необхідність проводити подальші дослідження впливу різних параметрів девіації та інерційних характеристик елементів приводу головного руху верстата на рівень погашення вібрацій у зоні різання;

- виконані кінематичні розрахунки показали, що у приводі головного руху верстата доцільно використати багатониткову клинопасову передачу. Вдосконалення конструкції та раціоналізація параметрів елементів приводу має більш вагомий вплив на точнісно-кінематичні показники приводу головного руху ніж власне процес різання і силові фактори, які виникають у зоні різання;

- проведені дослідження розроблених конструкцій ведених шківів показали, що за умови використання багатониткової пасової передачі використання шківа із полегшеною спицею є найбільш раціональним. Оскільки технічні умови на використання пасової передачі визначають мінімальні параметри щодо геометричних розмірів ведучого та веденого шківів, то за критерієм матеріаломісткості використання шківа із полегшеною спицею є найбільш раціональним;

- великі значення коефіцієнтів запасу за критеріями міцності і текучості для шківа із гнутою спицею свідчать про доцільність використання такої конструкції для більш навантажених передач і не є раціональним для конструкції розглядуваного верстата.

Vovkotrub A.V.; "Development and investigation of the design of a multi-groove pulley for the drive of the main motion of lathes". 133 – Industrial engineering; Ternopil National Technical University named after Ivan Pulyu; Ternopil, 2023

The purpose and objectives of the study. The purpose of the work is to determine the magnitudes of deformations and the stress state in the structural elements of the driven pulley of the main drive of the vertical milling machine, to introduce methods for calculating the stress-strain state of the structural elements of the pulleys, and to develop recommendations for choosing rational parameters of modified profiles at the stage of their design.

To achieve the goal, the following tasks have been formulated:

- perform an analysis of the theoretical knowledge base on the design of belt drive elements;

- to carry out an analysis of the accepted methods for studying the stress-strain

state of the object of research;

- to determine the directions and methods of solving the problem of the stress-deformed state of pulleys and their modifications in a three-dimensional three-dimensional setting;

- perform a structural analysis of the research object, conduct a set of design and technological calculations to determine the power parameters of the machining process;

- perform a kinematic analysis of the machine's main motion drive;

- develop a solid-state model of the driven pulley;

- carry out a study of the geometric parameters of various modifications of the profile of the driven pulley using the finite element method.

Object of study. Geometrical profile of the driven pulley of the belt drive of the main motion of the machine.

Subject of study. Characteristics of the stress-deformation state of the driven pulley of the belt drive of the machine's main drive: bending and contact stresses, elastic movements (stiffness) of the structural elements of the driven pulley.

Research methods. The paper uses the theory of belt transmissions using the finite element method, methods of elasticity theory, strength theory, mathematical analysis and basic principles of mechanical engineering technology.

Among the main theoretical provisions and the obtained results of experimental studies, it was established that:

- belt transmissions have many advantages over other types of mechanical transmissions, but a number of disadvantages were also noted. The main disadvantages are related to durability and significant geometric parameters of such transmission. The main functional elements of belt transmissions are two pulleys and the belts themselves, which transmit the traction force from the driving pulley to the driven pulley. Thus, taking into account the need to fulfill the requirements of DSTU regarding the manufacture and geometric parameters of belts, it can be concluded that it is advisable to study the possibility of modifying the geometry of the leading and driven pulleys of the belt transmission to obtain the most rational parameters of the belt transmission in the structure of the machine tool;

- modern metal cutting machines allow you to perform mechanical processing by cutting under the conditions of deviation of the speed of rotation of the spindle. The ease of programming the machine's motion control makes it possible to set various mathematical laws for changing the actual value of this quantity. It was experimentally established that under conditions of modulation by the speed of rotation of the spindle, the cutting process does not significantly affect the rotational movement of the spindle, as the inertia of its mechanical parts prevails. The need to carry out further research on the impact of various deviation parameters and inertial characteristics of the drive elements of the machine's main movement on the level of vibration damping in the cutting zone has been proved;

- performed kinematic calculations showed that it is advisable to use a multi-threaded V-belt transmission in the machine's main drive. Improving the design and rationalizing the parameters of the drive elements has a more significant impact on the precision-kinematic indicators of the main drive than the actual cutting process and force factors that occur in the cutting zone;

- conducted studies of the developed designs of the driven pulleys showed that, under the condition of using a multi-threaded belt transmission, the use of a pulley with a lightened spoke is the most rational. Since the technical conditions for the use of a belt transmission determine the minimum parameters regarding the geometric dimensions of the leading and driven pulleys, the use of a pulley with a lightened spoke is the most rational according to the criterion of material consumption;

- large values of the margin coefficients according to the criteria of strength and fluidity for a pulley with a bent spoke indicate the feasibility of using such a design for more loaded gears and is not rational for the design of the considered machine.



## ВСТУП

Верстатна база на промислових підприємствах у значній мірі складається з верстатів з ЧПК і представлена обладнанням 70-х, 90-х років. З появою на ринку промисловості великої кількості новітніх та високоточних верстатів із високою ступінню автоматизації виробничих процесів, підприємства повинні вирішувати питання про подальшу експлуатацію старого парку верстатів. Обмеженість у фінансових ресурсах і необхідність оновлювати верстатний парк змушує заводи та інші підприємства діяти шляхом модернізації обладнання.

Модернізація верстатів з ЧПК, як правило, асоціюється із заміною системи керування ЧПК. Після заміни стійки системи керування, користувач прагне отримати майже сучасний верстат, котрий мав би перевищувати старий верстат по продуктивності і надійності. Але, як показує практика, заміна систем керування не є тим шляхом, котрий вирішує проблему. Технічні характеристики власне верстата не покращаться, якщо в складі цього верстата залишаться старі приводи, опори, засоби вимірювання та силові пристрої. Суттєвого приросту якості та точності можна очікувати лише у випадку, коли разом із системою керування встановлюють нові приводи та проводять капітальний ремонт або хоча б модернізацію механотронної частини верстата. Як показує виробничий досвід, витрати на модернізацію, за таких умов, зростуть щонайменше в 3-5 разів, і це за умови, що буде придбане найдешевше обладнання для електроприводів і виконання проектних робіт буде виконано власними інженерними кадрами. Вартість модернізації верстата з ЧПК на підприємствах фірми-виробника або спеціалізованому підприємстві з ремонту верстатного обладнання, як правило, проводять разом з виконанням капітального ремонту і, в основному, складає 70-80% вартості нового верстата при забезпечення таких же експлуатаційних показників.

Продуктивність відновлених систем стосовно силових показників щодо приводів є нижчою, ніж у нових верстатах і вони з більшою періодичністю виходять з ладу, що потребує додаткових капіталовкладень на їх відновлення.

Підводячи підсумок, слід відзначити, що для успішної та усталеної експлуатації старого парку верстатів з ЧПК доцільно виконувати заміну лише частини фізично зношених вузлів та механізмів верстата і провести модернізацію інших, спрацьованих елементів верстата.

При подальшій експлуатації модернізованих приводів головного руху та рухів подач верстату, можна досягнути наступних переваг:

- підвищити надійність роботи верстата;
- забезпечити виготовлення деталей із заданими параметрами точності;
- підвищити продуктивність та покращити зручність роботи верстатника;
- розширити технологічні можливості для роботи із сучасними різальними інструментами;
- покращити ремонтпридатність.

Для покращення експлуатаційних показників приводів головного руху з потужністю більше 20 кВт, великогабаритних верстатів з ЧПК, промислових роботів та робототехнічних комплексів на їх базі та ін., досить часто знаходять використання модифіковані передачі, які через велику кількість пар передавальних елементів, забезпечують високу швидкість, мінімальні люфти і при цьому можуть бути охарактеризовані великим передаточним числом та достатньо малою масою. Залишається відкритим питання передачі навантаження від двигуна головного руху до механізму перетворення крутного моменту. Як правило, у конструкції більшості верстатів така передача потужності забезпечується шляхом використання багатониткових пасових передач.

Щоб створювати сучасні передачі, які б мали можливість конкурувати на світовому ринку, необхідні уточнення вже відомих методик аналітичного розрахунку і створення нових конструкцій на базі сучасних CAD, CAM-систем. Такі системи дозволяють моделювати передачі з найбільш оптимальними параметрами. Серед них можна виділити такі як: низька металоємність; зменшена сила тертя у кінематичних парах; високий коефіцієнт корисної дії та ін. Таким чином можна стверджувати, що використання пасових передач має перспективу у силових приводах металообробних верстатів.

## ЗМІСТ

	стор.
Анотація	4
<b>ВСТУП</b>	<b>9</b>
<b>1. Аналітичний розділ</b>	<b>13</b>
1.1. Огляд та аналіз проблематики дипломної роботи	13
1.1.1. Виробниче обладнання	13
1.1.2. Приводи подач і системи позиціювання	16
1.1.3. Механічні передачі	17
1.1.4. Висновок	20
1.2. Інформаційно-патентне дослідження	21
1.2.1. Аналіз особливостей роботи приводу головного руху верстата	26
1.2.2. Узагальнення до розділу	36
1.3. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження	37
<b>2. Дослідно-проектний розділ</b>	<b>39</b>
2.1. Аналіз конструкторсько-технологічних особливостей деталі	39
2.1.1. Характеристика об'єкта виробництва, службове призначення деталі	39
2.1.2. Аналіз базового технологічного процесу	41
2.1.3. Відпрацювання деталі на технологічність	44
2.2. Вибір та обґрунтування принципової структурно- кінематичної схеми верстата	47
2.3. Розрахунок режимів різання, вибір обладнання та оснащення	49
2.4. Розробка та опис кінематичної схеми верстата. Кінематичний розрахунок	55
2.4.1. Розрахунок приводу головного руху	55

2.4.2.	Кінематичний розрахунок приводу головного руху	59
2.5.	Висновки до розділу	64
<b>3.</b>	<b>Науково-дослідна частина</b>	<b>65</b>
3.1.	Особливості створення твердотілих моделей	65
3.2.	Використання методу кінцевих елементів та засобів САПР при розрахунку профільних з'єднань	73
3.3.	Програми та можливості кінцево-елементного аналізу	74
3.3.1.	Створення розрахункової моделі	78
3.4.	Аналіз твердотілої моделі ведених шківів	81
3.5.	Висновки та рекомендації	88
3.6.	Обговорення та аналіз отриманих результатів	88
<b>4.</b>	<b>ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ</b>	<b>89</b>
4.1.	ОХОРОНА ПРАЦІ	89
4.1.1.	Інструкція з безпечних прийомів роботи при обслуговуванні верстатів з ЧПК	89
4.2.	БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	92
4.2.1.	Дії населення в надзвичайних ситуаціях (пожежа)	92
	Загальні висновки	95
	Перелік посилань	97
	Додатки	101

## **1. Аналітичний розділ**

### **1.1. Огляд та аналіз проблематики дипломної роботи**

З моменту утворення ринкової економіки, організації масового виробництва, виявилось, що технологічний та науковий прогреси, взаємозалежні з ринком та його потребами. Нові вимоги суттєво змінили погляди виробничників на технологічну та організаційну складову промисловості.

Нові матеріали, нові методи роботи, конструкції верстатів, які постійно модернізують та нові розробки в цій галузі дозволяють все більше покращувати якість продукції і зменшувати її собівартість, збільшуючи таким чином конкурентоспроможність.

З розвитком комп'ютерів та збільшенням їх обчислювальних потужностей, у світі з'явилася можливість перекласти все масове виробництво на автоматизовані системи з мінімальною участю людини у процесі обробки та роботи обладнання, вимагаючи участі висококваліфікованого персоналу тільки на етапах розробки маршрутів, написання програм для верстатів з ЧПК та налагодження обладнання. Ця сфера сьогодні активно розвивається, дозволяє значно підвищити продуктивність та економічність будь-яких масових та великосерійних виробництв.

#### **1.1.1. Виробниче обладнання.**

У виробництві використовують обладнання певного типу, що характеризується високою продуктивністю, ступенем автоматизації, та вузькою спеціалізацією. Такі параметри характерні для кількох типів обладнання, кожне з яких призначене для виробництва продукції різної складності, габаритів та розмірів партій:

Верстати-автомати – верстати з ЧПУ, призначені для не однієї, а кількох робочих операцій. Його легко перекласти з одного режиму роботи на інший,

його можна переналагодити під різні розміри деталі при необхідності, наприклад, при виробництві деталей з різними конфігураціями. Програмне керування дозволяє змінювати параметри різання у процесі обробки. Такі верстати універсальні та зручні для використання в автоматичних лініях.

Агрегатні верстати - багатоінструментальні верстати, зібрані з частково спеціальних та нормалізованих агрегатів. На агрегатних верстатах можна виконувати такі види обробки: свердління, зенкерування, розточування, фрезерування, нарізування внутрішніх та зовнішніх різьблень, накочування різьблення, деякі види токарної обробки.

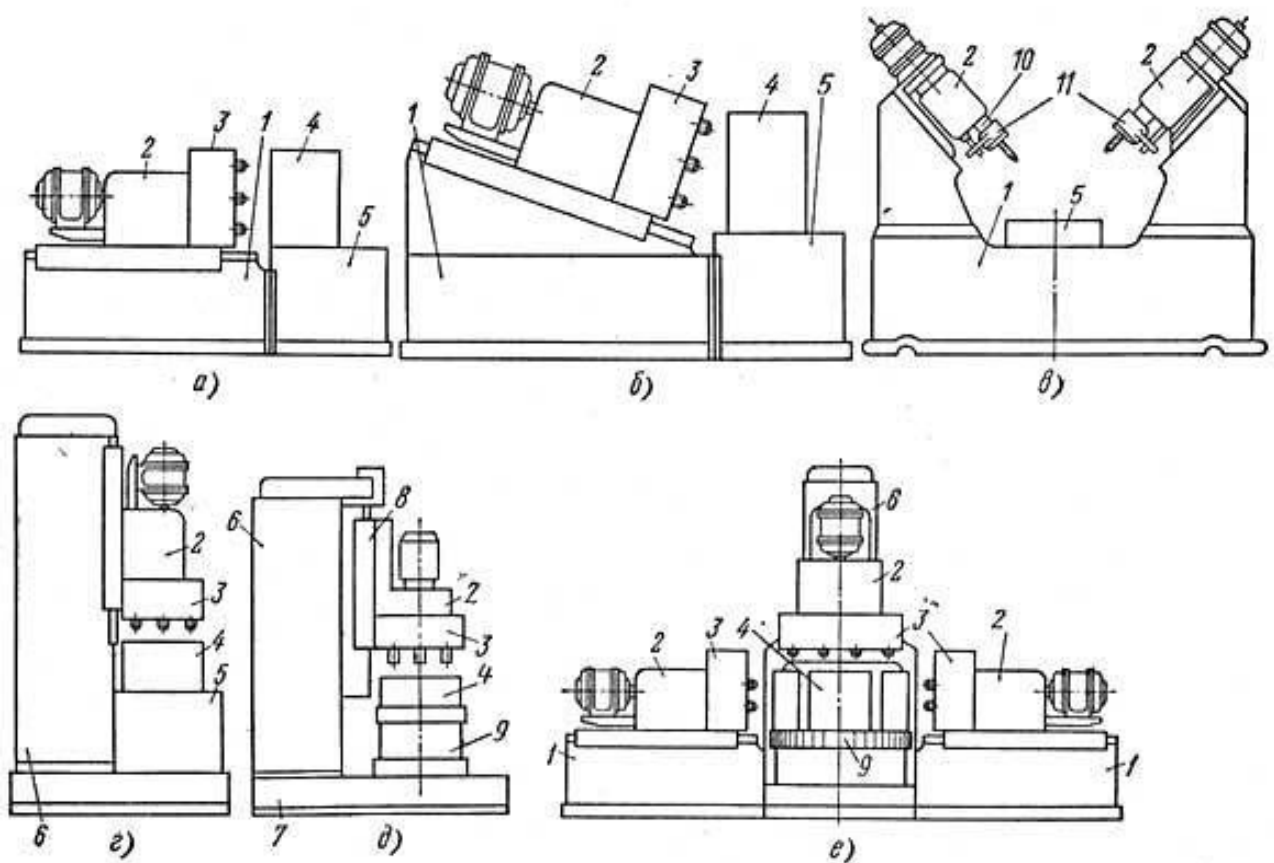


Рисунок 1.1 Приклади компоновок агрегатних верстатів

Переваги агрегатних верстатів:

1) висока продуктивність, обумовлена багатоінструментальною обробкою заготовок одночасно з кількох сторін; річний ефект від використання агрегатних верстатів значно вищий у порівнянні з універсальними верстатами;

2) простота виготовлення завдяки уніфікації механізмів та деталей;

3) скорочення термінів проектування;

4) можливість багаторазового використання частини агрегатів за зміни об'єкта виробництва;

5) можливість обслуговування верстатів операторами низької кваліфікації.

Автоматичні лінії - система верстатів, агрегатів і допоміжних пристроїв, що автоматично виконують певну. Послідовність операцій без участі оператора. Участь людини потрібна лише під час контролю роботи, налагодження, завантаження/розвантаження.

Автоматичні верстатні лінії типу обладнання діляться на такі групи:

а) з модернізованих універсальних верстатів, автоматів та напівавтомат загального призначення;

б) що складається з агрегатних верстатів, як правило при обробці корпусних деталей;

в) із спеціалізованих та спеціальних верстатів, призначених виключно для цієї лінії;

г) зі верстатів з ЧПК та транспортної системи з ПК, якими керує єдина програма.

Переваги автоматичних ліній:

1. Низька собівартість обробки;

2. Скорочення числа робітників;

3. Найменші виробничі площі;

4. Висока якість обробки;

5. Стабільність випуску;

У порівнянні з агрегатними верстатами лінії у кілька разів ефективніші. Обробка на АЛ заготовок типу тіл обертання набагато ефективніша, ніж на окремих верстатах-автоматах.

### 1.1.2. Приводи подач і системи позиціювання.

Рухи, що здійснюються в процесі різання, служать для взаємного переміщення інструменту та заготовки і потребують менших (порівняно з головним рухом) витрат енергії, називаються рухами подачі. Приводи, що реалізують ці рухи називаються приводами подачі.

За принципом роботи приводи бувають електричні, електромеханічні, гідравлічні та електрогідравлічні.

Електричним приводом називається пристрій, що перетворює електричну енергію на механічну і управляє параметрами сформованого при цьому руху. Основним елементом електроприводу є електричний двигун, у якому відбувається перетворення енергії. Управління параметрами руху здійснюють за допомогою перетворювача основного керуючого параметра, датчика зворотного зв'язку, якими оснащені пристрої захисту і тощо.

На даний момент можна виділити [1] кілька типів електроприводів для верстатного обладнання: електропривод частотно-регульований з асинхронним двигуном, вентильний сервопривід (синхронний двигун на постійних магнітах зі спеціалізованим частотним перетворювачем) і кроковий електропривід з електричним дробленням кроку.

Привід з електродвигуном постійного струму називається електроприводом постійного струму, а привід з асинхронним або синхронним електродвигуном електроприводом змінного струму.

Перетворювачі є ланками системи електроприводу, в яких відбувається зміна параметрів струму або напруги, тобто перетворювач трансформує електричну енергію з одними параметрами електричну енергію з іншими параметрами. Наприклад, у перетворювача змінного струму постійний (так званого випрямляча) на вході змінний струм, а на виході постійний.

Крокові двигуни в приводах верстатів з ЧПК найчастіше використовують в комплекті з гідропідсилювачем моменту. Перевагою крокового



електроприводу є зворотний зв'язок, що спрощує систему управління в цілому, але при цьому знижує надійність приводу.

У практиці створення та експлуатації верстатів з ЧПК знаходять застосування також «силові» крокові двигуни, що не потребують проміжного гідروпідсилювача, всілякі лінійні електроприводи, у тому числі крокові.

### 1.1.3. Механічні передачі.

Поряд з електродвигуном і перетворювачем до складу приводу входять і механічні передачі.

Механічна передача - частина системи приводу, укладена між вихідною ланкою джерела руху (наприклад, вихідним валом електродвигуна або штоком гідроциліндра) та ланкою споживання механічної енергії і призначена для кінематичного перетворення руху. Під кінематичним перетворенням розуміють зміну напрямку зусилля та швидкості при лінійному переміщенні або зміна площини повороту при обертальному русі.

Основні функції механічних передач: розподіл енергії (від одного джерела руху) між різними ланками її споживання; поєднання енергії, що надходить від різних джерел руху, та підведення її до однієї ланки споживання; зниження чи підвищення швидкості при одночасному підвищенні чи зниженні зусиль чи крутних моментів; обмеження швидкості або крутного моменту; регулювання швидкості; перетворення виду руху (обертального в поступальне); зміна напрямку осі обертання тощо [2, 3].

Типи механічних передач:

- зубчасті (циліндричні, конічні);
- гвинтові (гвинтові, черв'якові, гіпоїдні);
- з гнучкими елементами (пасові, ланцюгові);
- фрикційні (за рахунок тертя, застосовуються за поганих умов роботи).

Зубчаста передача – це механізм або частина механізму механічної передачі, до складу якого входять зубчасті колеса. При цьому зусилля від одного елемента до іншого передається за допомогою зубів.

Зубчасті передачі призначені для:

- передачі обертального руху між валами, які можуть мати паралельні осі, що перетинаються або схрещуються;
- перетворення обертального руху на поступальне, і навпаки (передача «рейка-шестірня»).

Переваги зубчастих передач:

- компактність;
- можливість передавати великі потужності;
- великі швидкості обертання;
- сталість передавального відношення;
- Високий ККД.

Недоліки зубчастих передач:

- складність передачі руху на значні відстані;
- жорсткість передачі;
- шум під час роботи;
- необхідність мастила.

Для передачі руху між порівняно далеко розташованими один від одного валами застосовують механізми, в яких зусилля від привідної ланки до веденого передається за допомогою гнучких ланок. Як гнучкі ланок застосовують: ремені, шнури, канати різних профілів, дроти, сталеву стрічку, ланцюги різних конструкцій.

Передачі з гнучкими ланками можуть забезпечувати постійне та змінне передатне відношення зі ступінчастою або плавною зміною його величини.

Для збереження сталості натягу гнучких ланок у механізмах застосовуються натяжні пристрої: ролики, пружини, противаги тощо.

Найбільші переваги спостерігаються у передачах із зубчастими або поліклиновими ременями.

Переваги пасових передач:

можливість передачі руху на значні відстані;

- плавність та безшумність роботи;
- захист механізмів від коливань навантаження внаслідок пружності ременя;
- захист механізмів від перевантаження за рахунок можливого прослизання ременя;
- простота конструкції та експлуатації (не вимагає мастила).

Недоліки пасових передач:

- підвищені габарити (за рівних умов діаметри шківів у 5 разів більші за діаметри зубчастих коліс);
- непостійність передавального відношення внаслідок ковзання ременя;
- підвищене навантаження на вали та їх опори, пов'язане з великим попереднім натягом ременя (у 2-3 рази більше, ніж у зубчастих передачах);
- низька довговічність ременів (1000-5000 годин).

Ланцюгова передача (рис. 1.2) базується на принципі зачеплення ланцюга та зірочок.

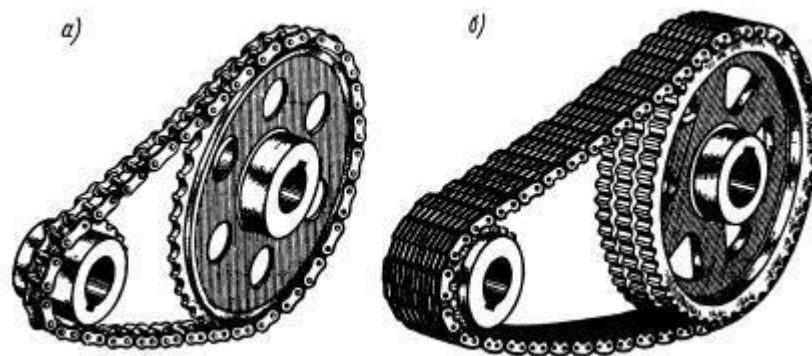


Рисунок 1.2. Ланцюгова передача: а – роликовим ланцюгом, б – зубчатим ланцюгом

Сфера застосування ланцюгових передач:

- при значних міжосьових відстанях;

- під час передачі від одного ведучого валу кільком веденим;
- коли зубчасті передачі не застосовні, а пасові є недостатньо надійними.

Фрикційна передача - кінематична пара, що використовує силу тертя для передачі механічної енергії

#### 1.1.4. Висновок

Як було показано вище, пасові передачі мають багато переваг перед іншими видами механічних передач, але було відзначено і ряд недоліків. Основні недоліки пов'язані із довговічністю, та значними геометричними параметрами такої передачі.

Основними функціональними елементами пасових передач є два шківів і власне паси, які передають тягове зусилля від ведучого шківів до веденого. Таким чином, враховуючи необхідність виконання вимог ДСТУ щодо виготовлення і геометричних параметрів пасів, можна зробити висновок, що доцільно вивчити можливість модифікації геометрії ведучого і веденого шківів пасової передачі для отримання найбільш раціональних параметрів пасової передачі у структурі верстатного обладнання.

## 1.2. Інформаційно-патентне дослідження

Останнім часом випускають металорізальні верстати з автоматизованою заміною інструментів та з програмним керуванням – багатоопераційні верстати. Вони призначені для обробки корпусних деталей з отворами, а також деталей типу важелів, плит, кронштейнів.

Фрезерно – свердлильно - розточні верстати з автоматичною заміною інструментів виготовляються як з невеликим числом інструментів, розміщених в гніздах револьверних головок, так і з дуже великою кількістю інструментів (більше 100), що знаходяться в спеціальних магазинах різної конструкції.

Появилися верстати токарної групи ("Тонінгцентри"), в яких замість звичайних револьверних головок використовується магазин з великим числом інструментів.

Загальні підвищення вимог до мобільності, переналадки виробничого обладнання в машинобудуванні і необхідність автоматизації мікро серійного виробництва спричинили появу верстатів з автоматичною заміною інструмента.

Розглянемо конструктивні особливості багатоопераційних верстатів.

Це в основному конструктивні особливості: одношпindelні верстати або верстати з револьверними головками, шпindelі яких працюють по черзі. Деякі закордонні фірми виготовляють верстати з двома шпindelями, з яких один призначений для тяжких, а другий для легких робіт. Шпindelю можна наравати реверсний рух і він може бути автоматично зафіксованим під любым кутом. Реверс використовується при деяких розточних операціях і при автоматичній заміні інструмента.

Автоматичною заміна інструменту здійснюється методом індексування револьверної шпindelної головки або автоматичною розгрузкою і загрузкою шпindelю оправками з інструментами з магазину за допомогою автооператорів.

Верстати оснащуються приводами, що допускають автоматичну зміну режимів обробки при зміні інструментів. Для обробки деталей зрізних сторін верстати основують прицевійними поворотними столами, що індексуються через кут  $90^\circ$  або здатними повертатися на різні кути, що задаються програмним керуванням. Для суміщення часу установки нових заготовок з

основним часом роботи верстата оснащують допоміжними пристроями, в результаті чого час заміни заготовок зменшується до декількох секунд. Механізми подачі вузлів верстата мають привід безмуфтовими зубчастими колесами і шарикувими ходовими гвинтами, частіше від гідродвигуна. Верстата оснащують позиційними, або неперерваними (контурними) системами програмного керування всіма переміщеннями вузлів верстата, зміною інструментів і заготовок, поворотами стала з оброблюваною деталлю, автоматичною зміною частоти обертання шпинделя, швидкості передачі.

Схеми побудови фрезерно – свердлильно - розточних верстатів різні. Багатоопераційні верстата виконують з компоновками типу вертикально-свердлильних, горизонтально і вертикально-фрезерних консольних і безконсольних, координатно розточних, поздовжньо фрезерних і порталних верстатів.

На рисунку 1.3 показано компоновку безконсольного вертикально-фрезерного верстата з револьверною головкою 1, яка встановлюється на шпиндельні бабці 4, яка встановлена і переміщається по стійці 2 в напрямку осі Z. стіл 3 з оброблюваною деталлю здійснює рух подачі по каналу X і Y. Найбільш різноманітні компоновки верстатів з револьверними шпиндельними головками, оскільки в них простіше міняти інструмент.

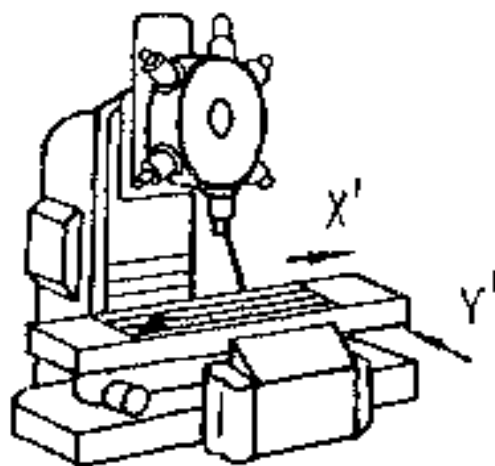


Рисунок 1.3. Компоновка безконсольного вертикально-фрезерного верстата з револьверною головкою.

Спостерігається також різноманітність пристроїв автоматичної заміни інструментів і заготовок. Ці пристрої надають суттєвий вплив на розвиток компонок верстатів, висуваючи ряд вимог. Наприклад, для забезпечення раціональної автоматичної заміни інструментів бажано, щоб в компоновках використовувались такі вимоги: мінімум координатних переміщень при заміні інструменту, збереження постійності координат осі шпинделя при заміні інструментів, розміщення непрацюючих інструментів за робочою зоною верстата.

На рисунку 1.4 показана схема компоновки горизонтально - розточного верстата з рухомою колоною 1. Інструменти, розміщені в магазині 2, по мірі необхідності підводяться до шпинделя з верстата і спеціальними пристроями встановлюються і закріплюються в ньому. Перед цим відпрацьований інструмент автоматично переводиться з шпинделя 3 в вільне гніздо магазину 2.

Вирішальний вплив на компоновку верстата в ряді випадків може показати метод заміни інструмента або заготовок, наприклад для заготовки переміщення двох поворотних столів або зміни поворотних столів. Індикація поворотних столів виконується позиційною, щоб забезпечити співвісність отворів, розточувальних з двох протилежних сторін оброблюваної деталі, а також перпендикулярність оброблюваних площин.

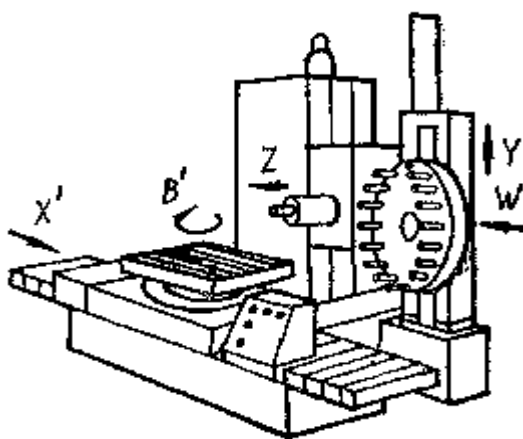


Рисунок 1.4. Компоновка горизонтально - розточного верстата.

За звичай індуктивні поворотні столи мають чотири або вісім позицій, а деколи це число досягає 72.

На рисунках 1.5 – 1.7 представлені методи кантування і заміни оброблюваних деталей на багатоопераційних верстатах.

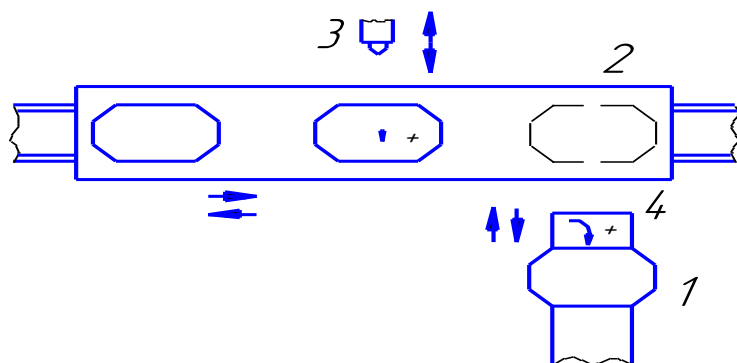


Рисунок 1.5. Метод заміни деталей у процесі обробки.

Оброблювана деталь (рис. 1.5) встановлюється на поворотну плиту або пристосування 1 і подається на верстат. На верстаті є пристрій 2, що приймає плиту або пристосування. Пристрій підводить деталь з плитою в робочу зону до шпинделя 3 верстата. Розгрузка проходить, як і загрузка в той час, коли пристосування 1 знаходиться на автооператорі 4.

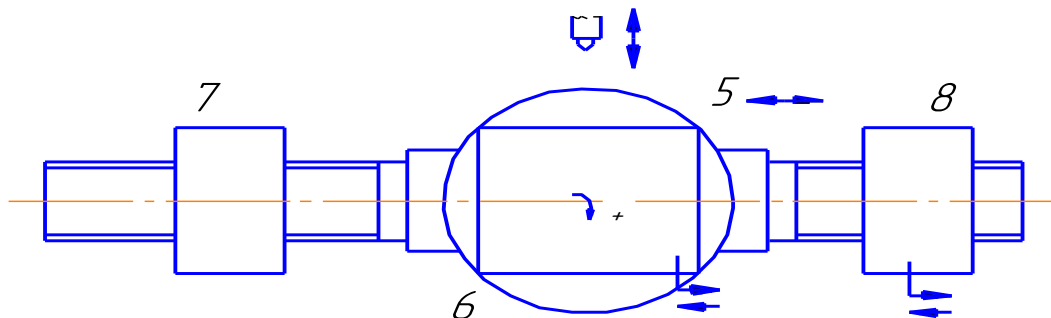


Рисунок 1.6. Метод кантування деталей у процесі обробки.

На рисунку 1.6 показана схема кантування деталі за двома рухомими столами. Стіл 5, що знаходиться на поворотних салазках 6, після завершення обробки деталі з чотирьох сторін автоматично переміщає на направляючих другій установчій позиції 7 для завантаження і розвантаження, а на його місце із позиції 8 поступає другий стіл з новою заготовкою.

Найбільш характерною ознакою верстатів є наявність пристроїв для автоматичної заміни інструментів в процесі обробки деталей. Раціональним методом автоматичної заміни інструментів є використання магазинів - оправок



з інструментами, число яких може перевищувати 100. Ці пристрої можуть бути з автооператором і без нього, вони відрізняються розміщенням магазинів на верстаті і конструкцією самих магазинів.

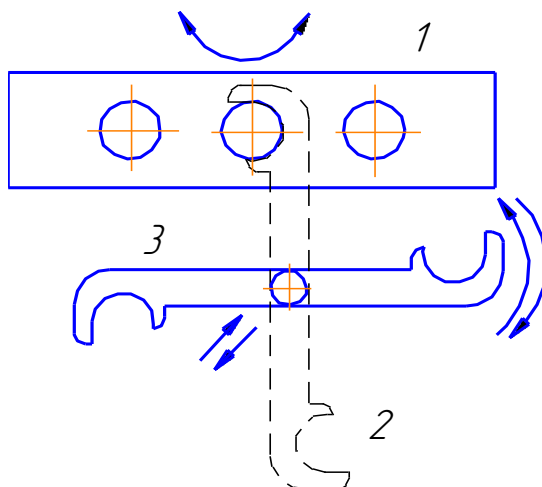


Рисунок 1.7. Автоматична заміна інструмента.

На рисунку 1.7 показаний метод автоматичної заміни інструмента з автооператором, розміщеним між магазином і шпинделем. Автооператор має два захвата, для відпрацьованого і для нового інструментів. Автоматична заміна інструмента здійснюється в деякій послідовності. Під час роботи верстата магазин 1 індексується в положення, в якому наступний інструмент поступає в позицію розгрузка-загрузка. По закінченню роботи попереднього інструмента шпиндель 2 повертається в положення розгрузка-загрузка. Автооператор 3 повертається з свого вихідного положення і одночасно захватує попередній і наступний інструменти. Механізм захвату звільняє оправку шпинделя. Автооператор переміщується в осьовому напрямку, виймаючи попередній інструмент із шпинделя, а наступний із магазину, потім повертається на  $180^\circ$ , міняючи місцями попередній і наступний інструменти, і переміщується в основному напрямку, посилаючи наступний новий інструмент в шпиндель, а попередній в гніздо магазину. Механізм затиску закріплює нову оправку в шпиндель. Автооператор, повертаючись, приходить в вихідне положення. Весь цикл заміни інструмента займає 5-6 с.

Для подальшого скорочення часу заміни інструменту застосовуються шпиндельні головки. Поки один шпиндель знаходиться в роботі, другий

розгужується від відпрацьованого інструменту і загрузається новим з допомогою автооператора, швидкість роботи якого в цьому випадку може бути невеликою. По закінченні роботи інструмента шпиндельна головка повертається на 180° індексуєчим механізмом і вводить в дію другий шпиндель з новим інструментом. Заміна інструмента може здійснюватися протягом 1-2 с.

В багатошпиндельних верстатах число використовуваних в роботі інструментів досягає декількох десятків. В зв'язку з цим розв'язується задача такого координування інструмента в магазині, яка допускало би автоматичне розрізання номерів і вибір кожного послідовного інструменту по сигналу програмного керування. При зміні інструменту між шпинделем і гніздом магазину порядкова нумерація не порушується, але інструменти в магазині поступово зміщуються на один крок. Повторне використання інструментів можливо шляхом їх ручної перестановки в вільне гніздо, що ускладняє обслуговування і збільшення можливостей помилок при перестановці інструменту. Тому розміщати інструменти в магазині в порядку їх черговості можна для операції, де загальне число їх невелике.

Багатоопераційні верстати дозволяють ефективно здійснювати програму високого об'єму, якщо окремих простих операцій фрезерування, свердління, різенарізання і т.д. можливості верстатів з програмним керуванням не використовуються і застосування їх часто являється раціональним і інтеграція простих операцій в одну загальну сукупну програму обробки робить застосування таких верстатів з ЧПК автоматизованою транспортно-складальною системою (АТСС). Ця ділянка призначена для комплексної механічної обробки деталей типу корпусів, кронштейнів, кришок і т.д. в мало серійному виробництві.

### 1.2.1. Аналіз особливостей роботи приводу головного руху верстата

При вивченні особливих умов роботи верстатів, які є керованими від системи ЧПК значна увага приділена дослідженню автоколиваний у приводі

головного руху верстата [4]. У багатьох публікаціях подано математичні моделі керування частотою обертання шпинделя і досліджують відхилення між прогнозованими та фактичними показниками. Отримані результати застосовують для забезпечення таких алгоритмів роботи систем керування верстатами, які забезпечують зниження параметрів автоколивань в ланцюзі головного руху верстата у процесі механічної обробки. Як правило, такі дослідження проводили на базі токарних та фрезерних верстатів.

Процес точіння за умов постійного варіювання швидкістю різання є перспективним методом боротьби з автоколиваннями. Ще в середині 70-80-х років минулого століття було запропоновано метод механічної обробки зі змінною частотою обертання шпинделя для підвищення вібростійкості процесу різання, руйнуючи механізм регенерації автоколивних процесів [5, 6, 7]. З появою сучасного металорізального обладнання із системою числового програмного управління (ЧПУ), що дозволяє в режимі реального часу керувати рухами верстата, стало можливим повноцінно реалізувати цей спосіб обробки.

Головною особливістю роботи приводу за умов варіювання частоти обертання шпинделя є значний вплив сил інерції складових механічних частин верстата. Залежно від закону зміни швидкості обертання у часі, привід головного руху завжди здатний повною мірою здійснити управління відповідно до заданих параметрів.

Широко поширеним способом управління швидкістю головного руху (модуляція) є формування синусоїдального закону зміни числа оборотів [8, 9, 10], який можна описати такою формулою:

$$n_{\Phi} = n_{ном} \cdot \left( 1 + RVA \cdot \sin \left( 2\pi \cdot RVF \cdot \frac{n_{ном}}{60} \cdot t \right) \right),$$

де,  $n_{ном}$  – номінальна частота обертання шпинделя, об/хв;

$RVA$  – відношення амплітуди зміни фактичної частоти обертання шпинделя  $\Delta n$  до номінального значення  $n_{ном}$ ;

$RVF$  – відношення частоти модуляції  $F$ , Гц до номінальної частоти обертання шпинделя ( $n_{ном}/60$ , Гц);

$t$  – час, с.

Для зручності програмування математичних моделей у програмному середовищі та раціоналізації процесу обробки результатів експериментів для опису фактичного числа обертів шпинделя використовують формулу:

$$n_{\Phi} = n_{\text{ном}} + \frac{n_{\text{ном}} \cdot A}{100} \cdot \sin(2\pi \cdot F \cdot t),$$

де,  $n_{\text{ном}}$  – номінальна частота обертання шпинделя, об/хв;

$F$  – частота модуляції, Гц;

$A$  – процентне відношення амплітуди зміни фактичної частоти обертання шпинделя  $\Delta n$  до номінального значення  $n_{\text{ном}}$ .

Підставляючи різні поєднання параметрів частоти  $F$  та амплітуди  $A$  визначають область значень, які привод здатний досягнути у повній відповідності до поставленого завдання. Початкові дослідження режиму модуляції були проведені на верстаті SBL500 TRENS при холостому обертанні шпинделя без різання (рис. 1.8).

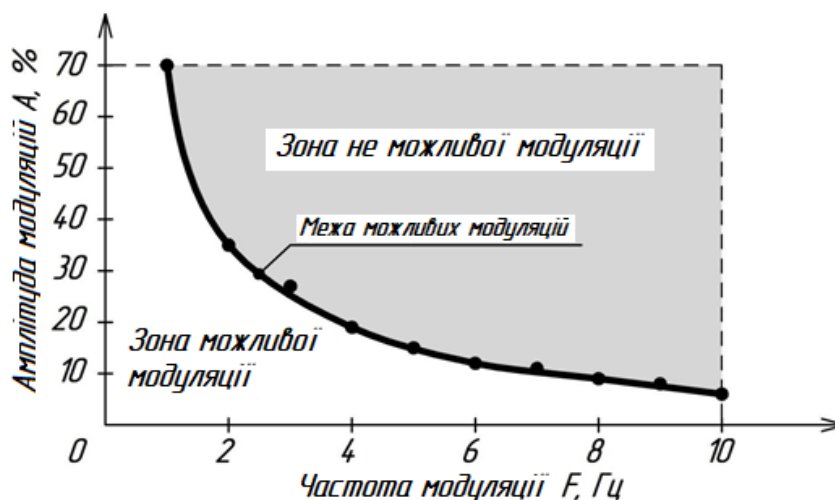


Рисунок 1.8. Амплітудно-частотна характеристика роботи приводу головного руху токарного верстата SBL500 TRENS в режимі модуляції.

Вивчення роботи приводу головного руху проводили шляхом підбору різних поєднань параметрів  $F$  та  $A$ . Для кожного значення частоти  $F$  визначали граничну амплітуду модуляції  $A$ , яку здатний виконати верстат. Цю функцію надає програмний пакет стійки ЧПУ Sinumerik 840D PL «Серво-трейс», який дає можливість побудувати графіки зміни заданої та фактичної частоти обертання шпинделя у часі. Зіставляючи останні можна визначити ступінь

виконання приводом головного руху верстата заданого математичного закону руху.

Лінія, що відповідає максимально можливій амплітуді модуляції, яку верстат здатний реалізувати (рис. 1.8), ділить область всіх можливих значень на:

- зону можливої модуляції, кожне значення з якої привід здатний виконати з мінімальним відхиленням від заданих значень;
- зону неможливої модуляція - значення, при яких вплив інерційних параметрів складових приводу головного руху не дозволяє отримати необхідну амплітуду  $A$  при заданій частоті  $F$ .

У ході досліджень мінімальна частота модуляції  $F$  становила 1 Гц, так як при менших її значеннях шпindel верстата теоретично здатний досягти амплітуди  $A = 100\%$ , що означає повну його зупинку при мінімальній частоті обертання згідно з синусоїдальним законом, що є неприпустимим при подальших дослідженнях в умовах різання через полонки різця. Максимальне значення параметра  $F = 10$  Гц вибрано виходячи з недопущення перегріву приводу та виходу з ладу верстата.

Подальші дослідження модуляції частотою обертання шпинделя проводилися за умов різання, коли у процесі знімання припуску привід головного руху відчуває момент опору. Виконувалося точіння алюмінієвої заготовки з такими режимами: глибина різання  $t = 2$  мм; діаметр заготовки  $D = 68$  мм; подача на оберт  $S_0 = 0,15$  мм; номінальна частота обертання шпинделя  $n_{\text{ном}} = 500$  об/хв; різець PCLNL 2525 M12, ріжуча пластина CNMG 120408-WR. Проведені вимірювання показали, що вплив процесу різання на роботу приводу в умовах модуляції менший у порівнянні з впливом сил інерції. Отримана амплітудно-частотна характеристика режиму роботи верстата в умовах варіювання частотою обертання шпинделя при знятті припуску повністю збігається з характеристикою, отриманою під час холостого руху (рис. 1.8). Отже, робота приводу головного руху в умовах модуляції більшою мірою залежить від маси елементів верстата, що обертаються, і практично не залежить від зовнішнього навантаження силовими факторами від процесу різання.

Сучасні системи числового програмного керування дозволяють програмувати рух верстата будь-якого ступеня складності. Вбудовані можливості роботи в режимі реального часу дозволяє керувати фактичною частотою обертання шпинделя згідно з заданим математичним законом. Застосування тієї чи іншої алгоритму обумовлюється ступенем зниження амплітуди автоколивань при різанні у умовах. Останнє залежатиме від:

- номінальних режимів та умов обробки;
- параметрів інструменту;
- маси та матеріалу заготовки;
- інерційних характеристик елементів приводу головного руху.

Приклади найпоширеніших моделей роботи приводу представлені у табл. 1, 2, та виконані шляхом моделювання з використанням програмного забезпечення MatLAB.

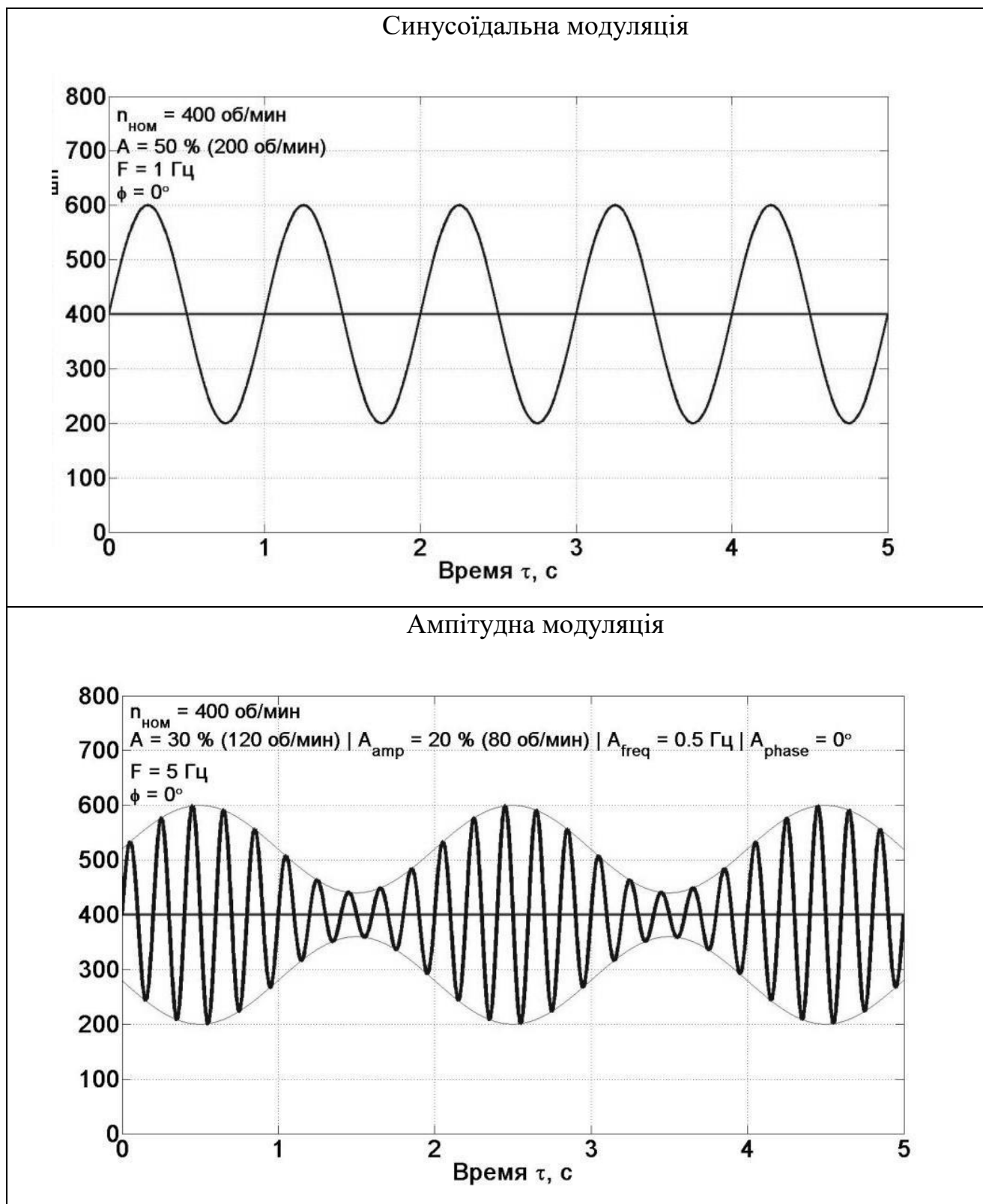
Розглядаючи гармонійний закон зміни частоти обертання шпинделя (табл. 1), задавалися такі параметри:

- $n_{ном}$  – номінальна частота обертання шпинделя, об/хв;
- $A$ ,  $A_{amp}$ ,  $A_{freq}$ ,  $A_{phase}$  – відповідно номінальне значення, амплітуда, частота та початкове значення фази зміни амплітуди модуляції;
- $F$ ,  $F_{amp}$ ,  $F_{freq}$ ,  $F_{phase}$  – відповідно номінальне значення, амплітуда, частота та початкове значення фази зміни частоти модуляції;
- $\Phi$  – початкова фаза зміни фактичної частоти обертання шпинделя.

У роботі [11] запропоновано в якості вискоєфективного методу боротьби з вібраціями використання стохастичної модуляції [12], коли величина частоти обертання шпинделя змінюється в часі за випадковим законом. У табл. 1.2 представлені результати моделювання цього режиму роботи. Параметрами стохастичної модуляції є:

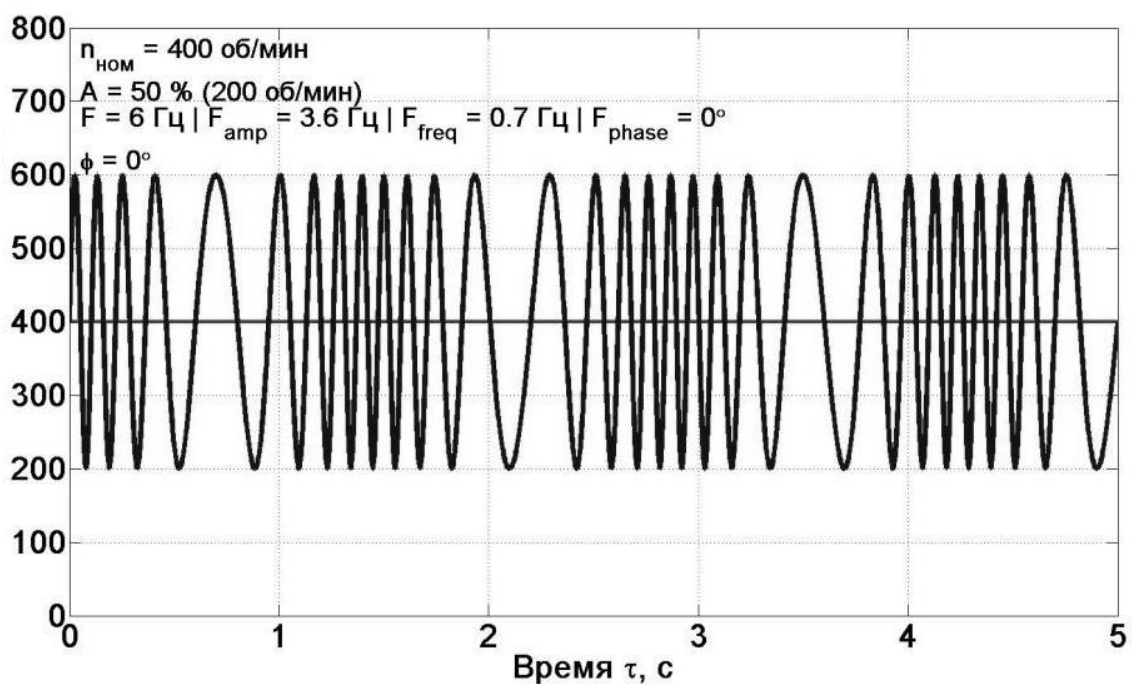
- $n_{ном}$  – номінальна частота обертання шпинделя, об/хв;
- $A$  – максимальна амплітуда модуляції, %;
- $T$  – період стохастичної амплітудної модуляції, с.

Таблиця 1.1. Моделювання зміни фактичної частоти обертання шпинделя за гармонічним законом

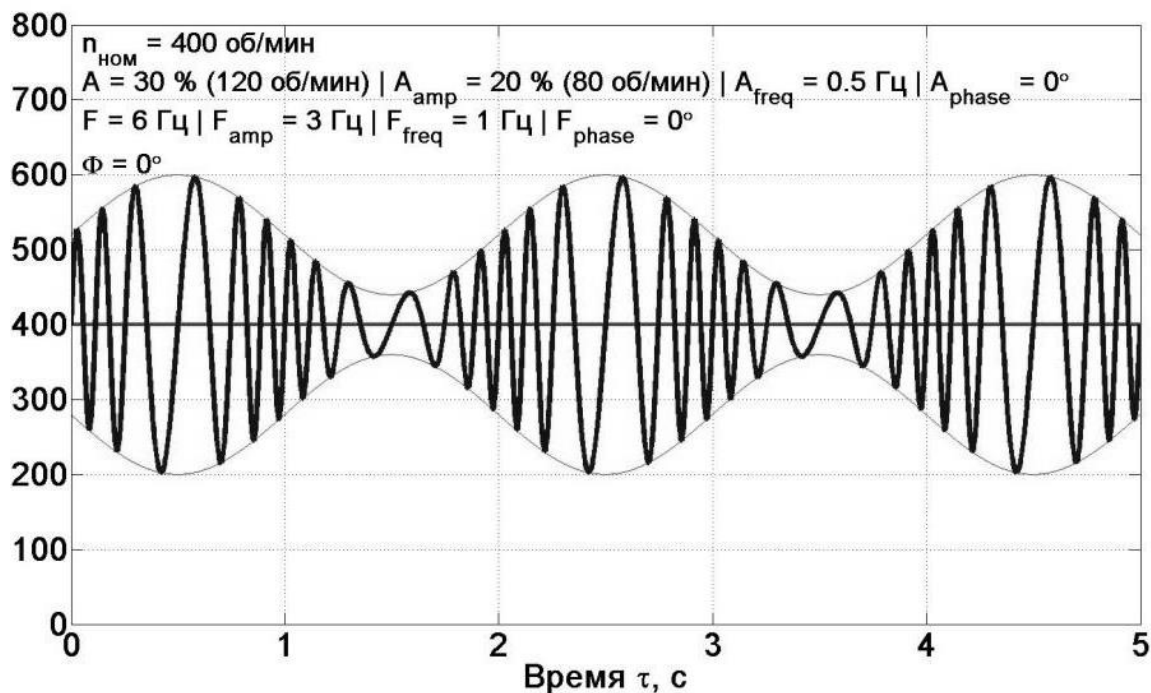


Продовження табл. 1.1

### Частотна модуляція

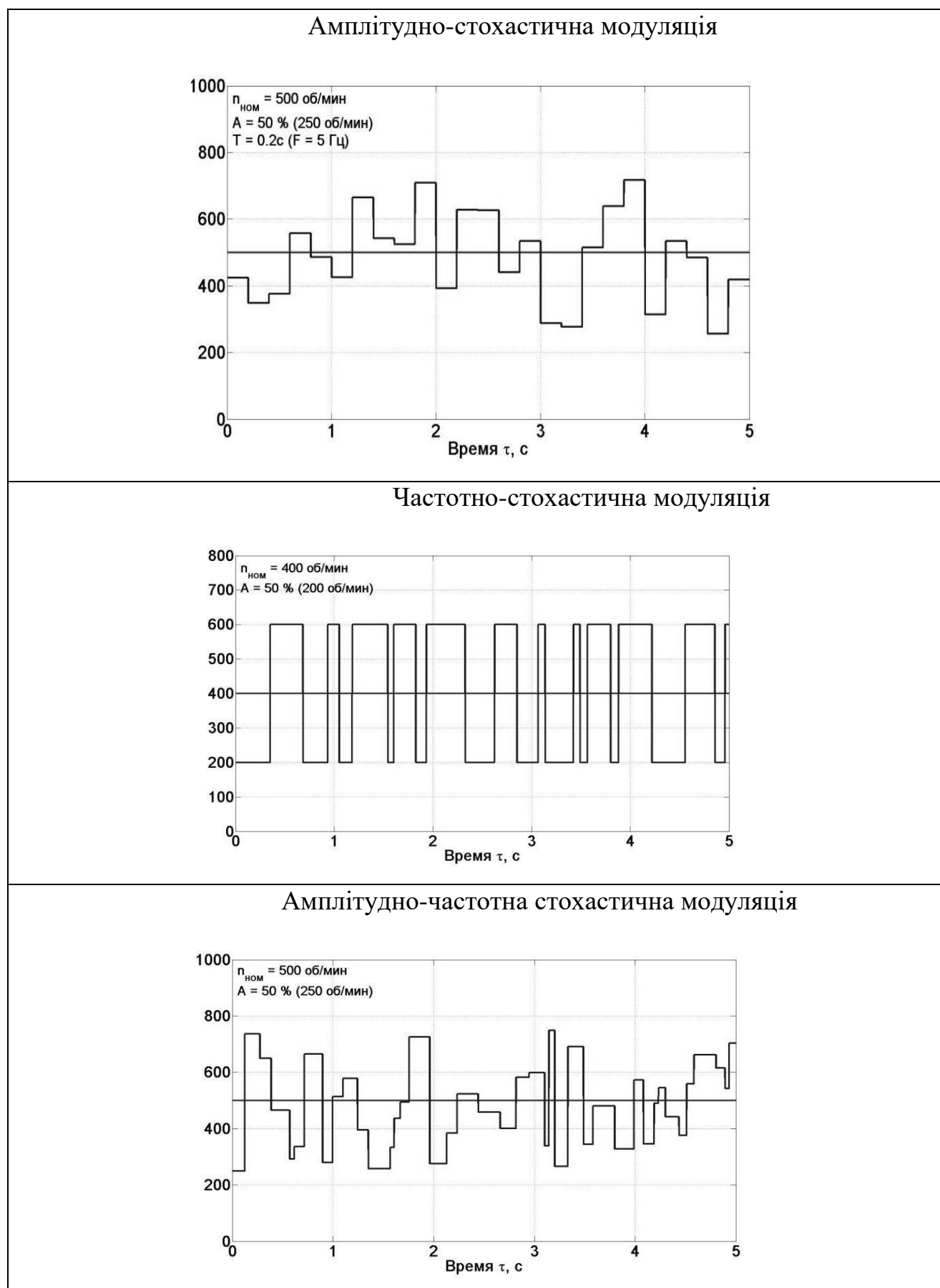


### Амплітудно-частотна модуляція





Таблиця 1.2. Моделювання зміни фактичної частоти обертання шпинделя за стохастичним законом



Таким чином, ступінь складності алгоритму управління частотою обертання шпинделя залежить від умінь та навичок дослідника, який може запропонувати нестандартний але ефективний підхід до вирішення поставленого завдання. Окремими дослідниками запропоновано використовувати гармонійну модуляцію зі стохастичним зміною амплітуди  $A$  і частоти  $F$ . Однак пошук найбільш ефективного з усіх існуючих вимагає проведення ретельних досліджень, здатних розкрити розуміння динаміки процесів механічної обробки в умовах змінної швидкості різання.

З метою перевірки можливостей програмування стійки ЧПК та роботи приводу головного руху в змодельованих режимах, були написані керуючі програми для токарного верстата SBL500 TRENS з подальшим їх відпрацюванням та вимірюванням параметрів руху. На рис. 1.9-13 показані графіки зміни заданої ( $Tr_1$ ) та фактичної ( $Tr_2$ ) частоти обертання шпинделя у часі.

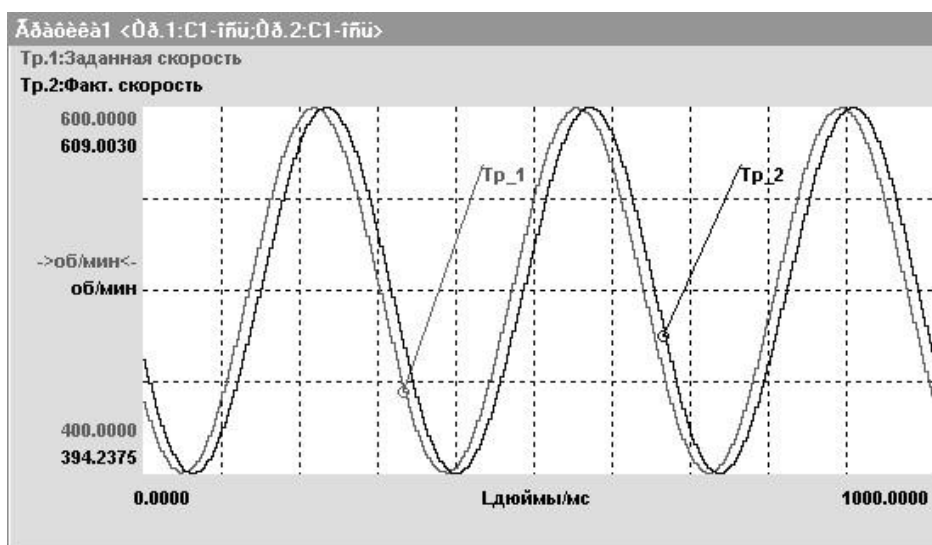


Рисунок 1.9. Зміна частоти обертання шпинделя при синусоїдальній модуляції:

$$n_{\text{ном}} = 500 \text{ об/хв}; A = 20\%; F = 3 \text{ Гц}$$

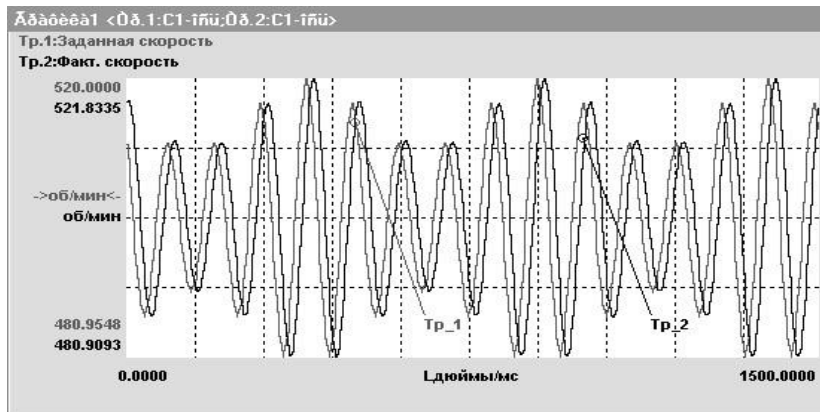


Рисунок 1.10. Зміна частоти обертання шпинделя при амплітудній модуляції:  
 $n_{\text{НОМ}} = 500 \text{ об/хв}$ ;  $A = 3\%$ ;  $A_{\text{amp}} = 1\%$ ;  $A_{\text{freq}} = 2 \text{ Гц}$ ;  $A_{\text{phase}} = 90^\circ$ ;  $F = 10 \text{ Гц}$ ;  $\Phi = 0^\circ$

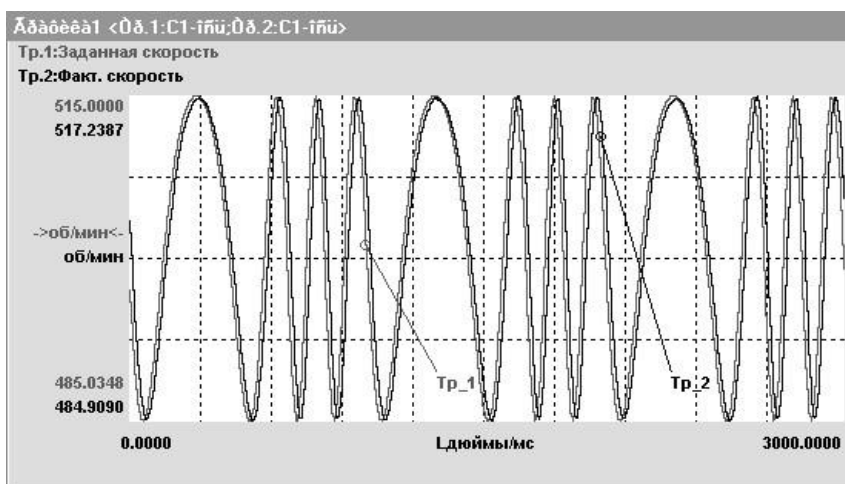


Рисунок 1.11. Зміна частоти обертання шпинделя при частотній модуляції:  
 $n_{\text{НОМ}} = 500 \text{ об/хв}$ ;  $A = 3\%$ ;  $A_{\text{phase}} = 90^\circ$ ;  $F = 4 \text{ Гц}$ ;  $F_{\text{amp}} = 2,5 \text{ Гц}$ ;  $F_{\text{freq}} = 1 \text{ Гц}$ ;  
 $F_{\text{phase}} = 0^\circ$ ;  $\Phi = 0^\circ$

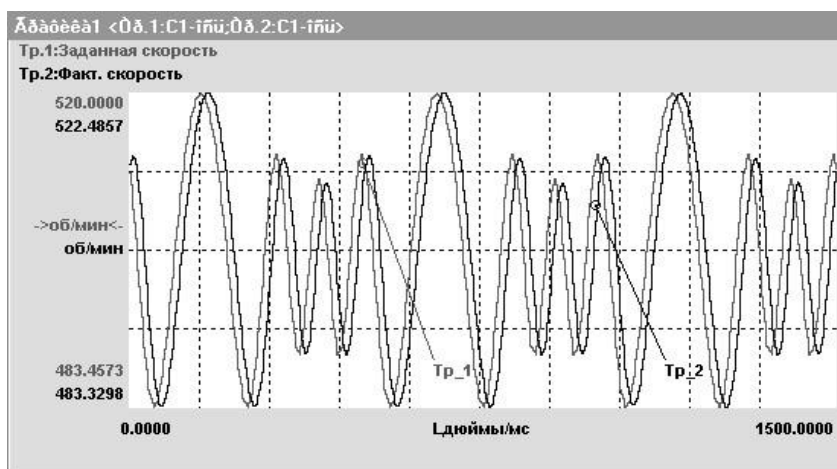


Рисунок 1.12. Зміна частоти обертання шпинделя при амплітудно-частотній модуляції:  $n_{\text{НОМ}} = 500 \text{ об/мин}$ ;  $A = 3\%$ ;  $A_{\text{amp}} = 1\%$ ;  $A_{\text{freq}} = 2 \text{ Гц}$ ;  
 $A_{\text{phase}} = 270^\circ$ ;  $F = 8 \text{ Гц}$ ;  $F_{\text{amp}} = 4 \text{ Гц}$ ;  $F_{\text{freq}} = 2 \text{ Гц}$ ;  $F_{\text{phase}} = 0^\circ$ ;  $\Phi = 0^\circ$

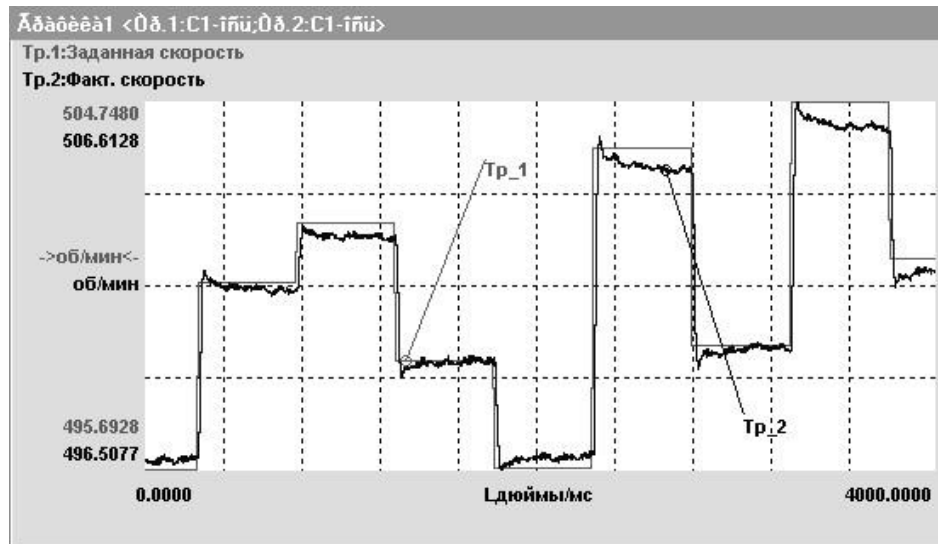


Рисунок 1.13. Зміна частоти обертання шпинделя при стохастичній модуляції:

$$n_{\text{ном}} = 500 \text{ об/мин}; A = 20\%; F = 3 \text{ Гц}$$

### 1.2.2. Узагальнення до розділу

Сучасні металорізальні верстати дозволяють виконувати механічну обробку різанням за умов девіації швидкістю обертання шпинделя. Простота програмування управління рухами верстата дає можливість задавати різні математичні закони зміни фактичного значення цієї величини. Експериментально встановлено, що в умовах модуляції швидкістю обертання шпинделя процес різання не істотно впливає на обертальний рух шпинделя, так як переважає дія інерції його механічних частин. Надалі цей режим управління можна використовувати на виробництві, забезпечуючи безвібраційну обробку. Однак необхідно проводити подальші дослідження впливу різних параметрів девіації та інерційних характеристик елементів приводу головного руху верстата на рівень погашення вібрацій у зоні різання.

### 1.3. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

Пасові передачі з впевненістю можна віднести до самих розповсюджених видів передач в механіці. Такі передачі є невід'ємною частиною у конструкції сучасних машин і у значній мірі впливають на їх якість і надійність. Розробки, які направлені на підвищення технічних і експлуатаційних характеристик шківів пасових передач є актуальним завданням. Серед споріднених напрямів слід відзначити дослідження по створенню нових систем зачеплення та передачі навантажень.

Серед перспективних напрямів підвищення ефективності роботи пасових передач слід виокремити створення та застосування конструкцій шківів з модифікаціями їх профілю при зміні геометрії спиць. Нам відома велика кількість таких модифікації шківів і слід відзначити, що області застосування таких конструкцій постійно збільшуються. Існуючі підходи модифікації конструкції не завжди відповідають практиці створення нової техніки. Це може бути пов'язано із відсутністю загальної концепції в алгоритмі інженерного розрахунку та проектування. Звідси випливає, що завдання розвитку основних положень щодо модифікації різних видів передач є актуальною та має практичне значення.

Попередньо проведені теоретичні дослідження дозволяють зробити висновок, що актуальність роботи полягає у доцільності проведення розрахунків і проектування модифікованих профілів шківів для пасових передач через підвищення вимог до їх якості та довговічності.

**Мета і задачі дослідження.** *Метою роботи* є визначення величин деформацій та напруженого стану у конструктивних елементах веденого шківів приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата, запровадити методики розрахунку напружено-деформованого стану конструктивних елементів шківів, та розробка рекомендацій з вибору раціональних параметрів модифікованих профілів на стадії їх проектування.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні завдання:

- виконати аналіз теоретичної бази, яка лежить в основі проектування елементів пасових передач;

- здійснити аналіз прийнятих методик для вивчення напружено-деформованого стану об'єкта досліджень;
- визначити напрями та методи вирішення задачі напружено-деформованого стану шківів і їх модифікацій в тримірній об'ємній постановці;
- виконати конструктивний аналіз об'єкта дослідження, провести комплекс конструкторсько-технологічних розрахунків для визначення силових параметрів процесу механічної обробки;
- виконати кінематичний аналіз приводу головного руху верстата;
- розробити твердотілу модель веденого шківів;
- провести дослідження геометричних параметрів різних модифікацій профілю веденого шківів методом кінцевих елементів.

*Об'єкт дослідження.* Геометричний профіль веденого шківів пасової передачі приводу головного руху верстата.

*Предмет дослідження.* Характеристики напружено-деформованого стану веденого шківів пасової передачі приводу головного руху верстата: згинні та контактні напруження, пружні переміщення (жорсткість) елементів конструкції веденого шківів.

*Методи дослідження.* в роботі використано положення теорії пасових передач з використанням методу кінцевих елементів, методів теорії пружності, теорії міцності, математичного аналізу та базових принципів технології машинобудування.

## 2. Дослідно-проектний розділ

### 2.1. Аналіз конструкторсько-технологічних особливостей деталі

#### 2.1.1. Характеристика об'єкта виробництва, службове призначення деталі

Деталь “Корпус 3411060-7232256-00” є складовою частиною регулятора тиску 3411060-7232030 обприскувача ОМ-630. Регулятор тиску служить для зливу з бака надлишку рідини та підтримування в системі постійного тиску.

Корпус встановлюється на несучій частині кронштейну на двох пальцях і кріпиться за допомогою болтового з'єднання через чотири різьбові отвори М8-7Н. Деталь відноситься до складу деталей невеликої форми і габариту, але складної форми типу корпус. Технічні вимоги на кресленні та їх послідовність задовольняють вимоги діючих стандартів і не вимагають доповнень.

Основною технічною вимогою до деталі є не перпендикулярність торців корпусу відносно осі отвору не більше 0,16 мм. Решта вимог стосуються взаємного розміщення кріпильних отворів.

Службове призначення деталі можна охарактеризувати наступним чином: як і належить корпусним деталям дана деталь служить основною та зв'язуючою ланкою регулятора тиску. Чотири отвори М8 на фланцях служать для кріплення змішувача. Отвір  $\varnothing 36\text{H}8$  служить посадочним місцем для сідла 3411060-7233096, а отвори  $\varnothing 44\text{H}10$  – посадочними місцями для корпусу 3411060-7232172 та циліндру 3411060-7232020. Два отвори G1-B в дні корпусу використовуються для під'єднання трубчастої арматури.

Оскільки в корпусі під час роботи підтримується великий робочий тиск, важливим компонентом є щільність прилягання приєднаних елементів. Тому важливим є дотримання умов перпендикулярності вказаних на кресленні.

Регулятор тиску може виконувати функції перекриття подачі рідини на робоче місце органу з одночасним всмоктуванням рідини з робочого органу і переливу робочої рідини в бак при перевищенні рівня тиску в напірних комунікаціях.

Деталь виготовляють з матеріалу СЧ 20 за ГОСТ 1412-85. В таблицях 2.1. та 2.2. приведені дані про хімічний склад матеріалу деталі та її хімічні властивості.

Таблиця 2.1. Хімічний склад СЧ 20 ГОСТ 1412-85

С	Mn	Si	S	P	Fe
вміст елементів у %					
не більше 2%	до 0,08	до 0,08	до 0,08	до 2,5	решта

Таблиця 2.2. Механічні властивості СЧ 20 ГОСТ 1412-85

$\sigma_B$ , КГ/ММ <sup>2</sup>	$\sigma_n$ , КГ/ММ <sup>2</sup>	$\sigma_{ст}$ , КГ/ММ <sup>2</sup>	НВ
18	36	70	170-229

Виходячи з умов роботи, вважаємо, що матеріал за своїм хімічним складом та механічними властивостями підходить для даної деталі.

Висновок: деталь за своїми конструктивними та технологічними параметрами придатна для механічної обробки.

Технічні вимоги до виготовлення деталі показані на кресленні та їх послідовність повністю задовольняють вимогам діючих стандартів і не вимагають доповнень. До даної деталі пред'являються технічні вимоги до міцності стінок, зручності зборки і розбори складових частин, які входитимуть у готовий виріб зокрема. Разом із тим основною технічною вимогою, яка ставиться до корпусу згідно креслення є не перпендикулярність торців корпусу відносно осі отвору не більше 0,16 мм. Решта вимог стосується взаємного розміщення кріпильних отворів.

Дана деталь служить як складова і зв'язуюча ланка регулятора тиску, тому важливо дотримуватись при обробці з'єднувальних поверхонь оптимальної точності і чистоти, щоб запобігти втратам робочої рідини, а також передчасному виходу з ладу самого корпусу.



### 2.1.2. Аналіз базового технологічного процесу

На виробництві деталь обробляється в умовах дрібносерійного виробництва. Заготовкою служить виливок із чавуну. Технологічний процес механічної обробки складається з 14 операцій. Послідовність операцій вибрана правильно. Ріжучий та вимірний інструмент вибрано у відповідності до його типу. Досягнута висока ступінь оснащення операцій. Але разом з тим є ряд недоліків.

В заводському технологічному процесі широко використовуються радіально-свердлильні верстати, які є низькопродуктивними, що призводить до значного подорожчання деталі. Крім цього, на токарних та свердлильних операціях використовуються пристосування з ручним затиском, що веде до значних втрат часу. На поздовжньо-фрезерній операції використано верстат застарілої моделі ГФ687с з низькою продуктивністю.

Всі ці недоліки необхідно врахувати в подальшій роботі над проектом. Зведені дані про заводський технологічний процес проведено в таблиці 2.3.

Нумерація поверхонь, що обробляються проведено на рис. 2.1.

Таблиця 2.3. Аналіз базового технологічного процесу механічної обробки

№ операції	Назва і зміст операції	Обладнання	T <sub>шт</sub> , хв
005	Вертикально-фрезерна Фрезерувати поверхні 1,2	6Н12	2,57
010	Радіально-свердлильна Свердлити поверхні, зенкувати фаски та розвернути отвори 3,4	2Н55	4,65
015	Поздовжньо-фрезерна Фрезерувати поверхні 5,6,7	ГФ687С	3,25

020	Горизонтально-фрезерна Фрезерувати поверхні 8,9	6H82	2,70
025	Токарно-гвинторізна Розточити отвори 10,11,15 та фаски 12,13, розвернути отвори	1K62	7,80
030	Токарно-гвинторізна Розточити отвори 14,16,17 та фаски 18,19, розвернути отвори	1K62	6,45
035	Вертикально- свердлильна Свердлити 4 отв. 24,25,26,27	2H135	1,53
040	Вертикально- свердлильна Свердлити 4 отв. 20,21,22,23	2H135	1,53
045	Горизонтально- свердлильна Свердлити, зенкувати фаски, нарізати різь на отворах 28, 29, 30, 31.	2H135	6,25
050	Вертикально- свердлильна Зенкувати фаски на отворах 24-27	2M112	0,91
055	Вертикально- свердлильна Нарізати різь в отворах 24-27	2M112	1,43
060	Вертикально- свердлильна Зенкувати фаски на отворах 20-23	2M112	0,93

065	Вертикально-свердлильна Нарізати різь в отворах 20-23	2М112	1,43
070	Радіально-свердлильна Зенкувати 2 отв. 32,33, зенкувати фаски, нарізати різь в отв. 34, 35.	2Н55	6,28

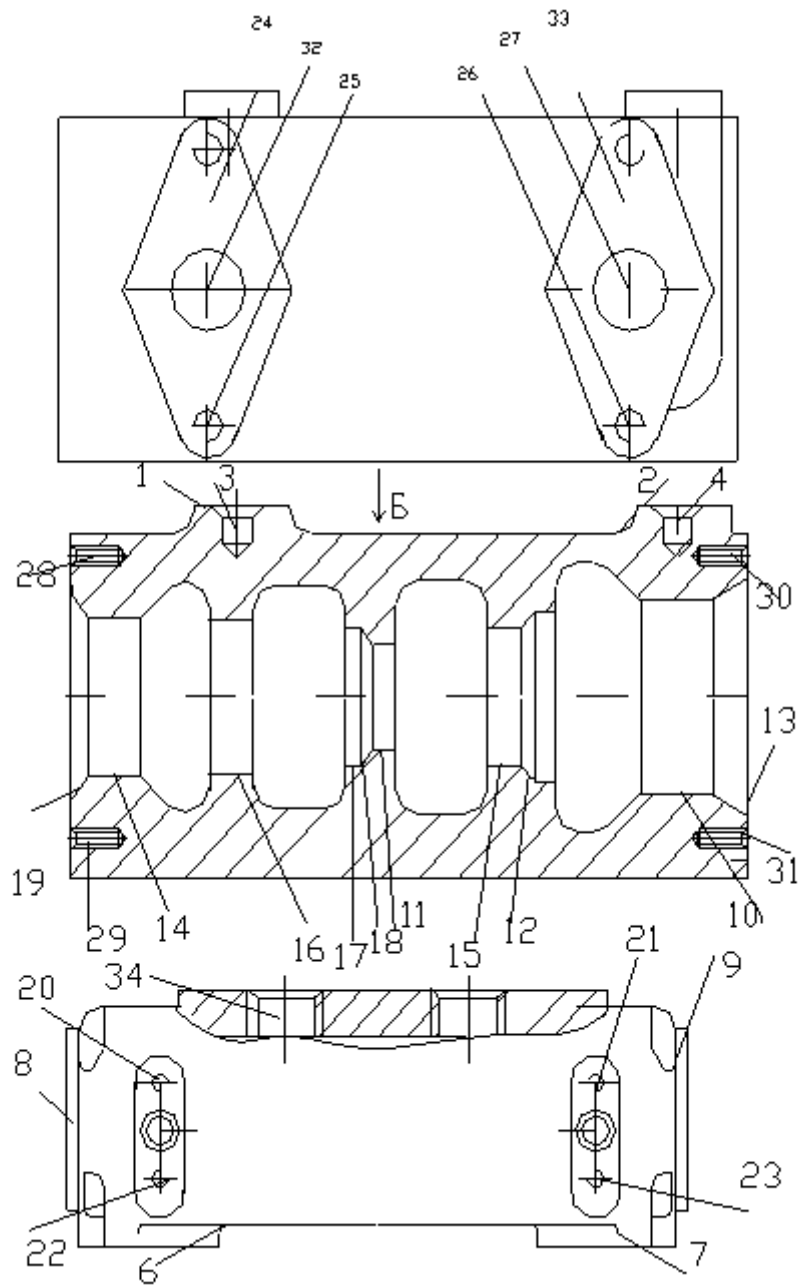


Рисунок 2.1 – Номерація поверхонь

### 2.1.3. Відпрацювання деталі на технологічність

Деталь – корпус 3411060-7232256-00 являє собою виливок із сірого чавуну СЧ 20. Виливок по конфігурації можна віднести до середньої складності [13]. Для його отримання необхідно використовувати стержневу форму для утворення внутрішніх порожнин.

Враховуючи, що максимальний габаритний розмір деталі не перевищує 240мм, а мінімальна товщина стінки таких виливків становить 5-7мм, то можна зробити висновок, що товщина її дещо завищена. Отже, деталь не буде відповідати вимогам мінімальної металомісткості.

З точки зору механічної обробки деталь має наступні недоліки у відношенні технологічності. Три отвори  $\varnothing 44H10$ ,  $\varnothing 42$  та  $\varnothing 36H8$  зручно обробляти з одної сторони виливка. Два інші отвори  $\varnothing 44H10$ , що лежать на цій же осі, не можуть бути оброблені на прохід з цієї ж сторони. Таким чином, обробка цих отворів може вестись лише з двох сторін одночасно або з перестановкою деталі на різних операціях.

Нетехнологічними є різьбові кріпильні отвори М8 та М12, оскільки вони є глухими. Проте замінити їх на наскрізні неможливо, бо всередині корпусу рідина знаходиться під великим тиском. Розміщення кріпильних отворів дозволяє обробляти їх одночасно багатошпіндельною головкою.

Решта оброблюваних поверхонь з точки зору чистоти та точності не викликають значних труднощів, і дозволяють вести обробку на прохід, обробляти декілька деталей одночасно. Доступ інструменту до оброблюваних поверхонь вільний. Отвори розміщені під прямим кутом до площини входу та виходу інструменту.

У зв'язку з незначним перевищенням металомісткості, про що було сказано вище, жорсткість деталі достатньо велика і допускає підвищення режимів різання.

Кількісний аналіз конструкцій деталі на технологічність проводиться по коефіцієнтах точності обробки, уніфікацій, жорсткості, використанню матеріалу.

Для проведення кількісної оцінки технологічності конструкцій складається таблиця 2.4, куди заносяться всі дані про деталь.

Таблиця 2.4. Вихідні дані для аналізу деталі на технологічність

№ п/п	Конструктивні елементи деталі	Кількість однотипних елементів	Кількість уніфікованих поверхонь	Квалітет	Шорсткість
1	Поверхні 1,2	2	2	14	40
2	Поверхні 6,7	2	2	14	40
3	Поверхня 5	1	-	14	40
4	Отвори Ø15 Н9	2	2	9	2.5
5	Фаски 16×45°	16	16	14	80
6	Поверхні 8,9	2	2	14	40
7	Отвір Ø44 Н10	3	2	10	2.5
8	Отвір Ø42	2	2	14	80
9	Отвір Ø36 Н8	2	-	8	2.5
10	Фаски 2×45°	2	2	14	80
11	Фаски 2×10°	2	2	14	80
12	Отвори М8-7Н	8	8	7	20
13	Отвори М12-7Н	4	4	7	20
14	Отвори Ø28	2	2	14	80
15	Отвори G1-В	2	2	7	20

Коефіцієнт точності обробки визначаємо за формулою

$$K_{т.у.} = 1 - \frac{1}{A_{cp}}$$

$A_{cp}$  - середній квалітет обробки;

$$A_{\text{ср}} = \frac{7 \cdot 14 + 8 \cdot 2 + 9 \cdot 2 + 10 \cdot 3 + 14 \cdot 31}{14 + 2 + 2 + 3 + 31} = 11,460.$$

Тоді:

$$K_{\text{тч}} = 1 - \frac{1}{11,46} = 0,913.$$

Коефіцієнт уніфікації:

$$K_y = \frac{Q_{yt}}{Q_t};$$

де  $Q_{yt}$ - число уніфікованих типорозмірів;

$Q_t$ - число типорозмірів;

$$K_y = \frac{48}{52} = 0,923;$$

Коефіцієнт шорсткості:

$$K_{\text{ш}} = 1 - \frac{1}{B_{\text{ср}}};$$

де  $B_{\text{ср}}$ - середнє числове значення параметру шорсткості.

$$B_{\text{ср}} = \frac{80 \cdot 24 + 40 \cdot 7 + 20 \cdot 14 + 25 \cdot 7}{24 + 7 + 14 + 7} = 48,029$$

Тоді:

$$K_{\text{ш}} = 1 - \frac{1}{48,029} = 0,979.$$

Коефіцієнт використання матеріалу:

$$K_m = \frac{N_g}{N_z};$$

де  $N_g$ - маса деталі;

$N_z$  - маса заготовки.

$$K_m = \frac{5,92}{7,00} = 0,846.$$

Таким чином, як за якісним, так і за кількісними показниками конструкцію деталі можна вважати технологічною.

## 2.2. Вибір та обґрунтування принципової структурно-кінематичної схеми верстата.

Для складання кінематичної структури верстата необхідно визначити кількість виконавчих рухів. Як правило ця кількість відповідає числу простих рухів. Виходячи з аналізу процесів формоутворення та закономірностей формування компоновальних схем [14] видно, що верстат повинен мати чотири виконавчих органи: один - який виконує обертовий і три, котрі виконують поступальні рухи. Кожен виконавчий рух на верстаті здійснюється кінематичною групою, що являє собою сукупність джерела руху, виконавчого органу, кінематичних зв'язків і органів наладки, що забезпечують необхідні параметри руху. Отже, у верстата будуть чотири кінематичні групи. Для кожної кінематичної групи визначимо внутрішні кінематичні зв'язки.

Кінематична група обертового руху, для неї внутрішнім кінематичним зв'язком буде: шпindel-підшипник, тобто внутрішній кінематичний зв'язок - це сукупність кінематичних ланок і їх з'єднань, які забезпечують якісну характеристику руху, тобто його траєкторію.

Для поступально-рухомої кінематичної групи визначимо джерело руху. У верстатах типу «обробляючий центр» кожна кінематична група має своє джерело руху. Цю функцію виконують електродвигуни.

Джерело руху і внутрішній кінематичний зв'язок поєднує зовнішній кінематичний зв'язок. Це сукупність кінематичних ланок і їх з'єднань, яка забезпечує якісні характеристики руху, тобто швидкість, напрямок, шлях і вихідну точку.

Для заміни і регулювання руху у верстаті використовують спеціальні пристрої, які в загальному випадку називають органами наладки. Отже, зовнішній кінематичний зв'язок буде мати: орган настройки на рух -

позначається значком  з буквою U і орган настройки на напрямок - .

Враховуючи усе сказане вище, можна побудувати принципову структурно-кінематичну схему верстата, що проектується (рис 2.2).

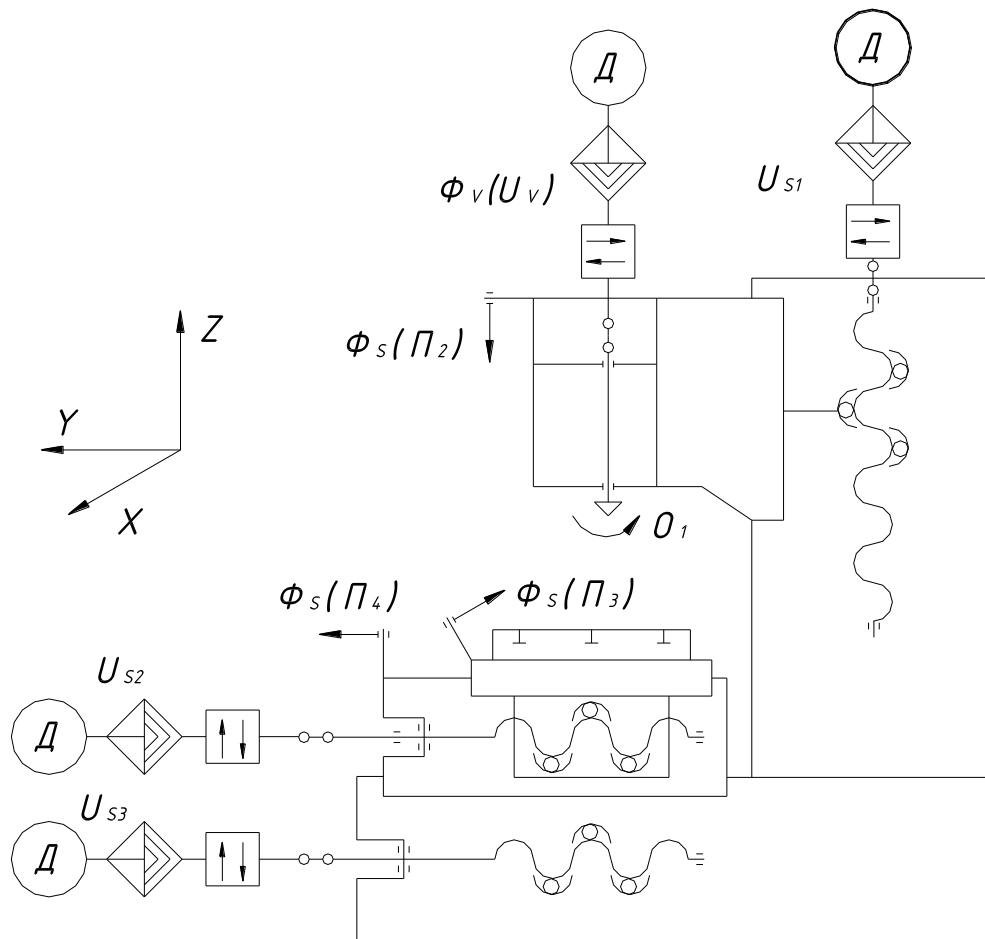


Рисунок 2.2 Структурно-кінематична схема верстата

На схемі вжиті позначення:

а- кінематична група головного руху (обертowego):  $\diamond$  -  $U_v$  - орган настройки на швидкість головного руху,  $\Phi_v(O_1)$ ,

$\square$  - орган настройки на напрямок;

б- кінематична група вертикального поступального руху:  $\diamond$  -  $U_{s1}$  - орган настройки на рух подачі  $\Phi_s(\Pi_2)$ ,

в- кінематична група горизонтального руху на осі X:  $\diamond$  -  $U_{s2}$  - орган настройки на рух подачі по осі X,  $\Phi_s(\Pi_3)$ ,

г- кінематична група горизонтального руху по осі Y:  $\diamond$  -  $U_{s3}$  - орган настройки на рух подачі по осі Y,  $\Phi_s(\Pi_4)$ .

Для всіх кінематичних груп  $\odot D$  - означає електродвигун.



### 2.3. Розрахунок режимів різання, вибір обладнання та оснащення

В даному розділі визначення режимів різання ведемо аналітичним та табличним методами. При призначенні елементів різання враховуємо характер обробки, тип і розміри інструменту, матеріал, його ріжучої кромки, матеріал заготовки. Модель верстату підбираємо за потужністю приводу.

Розрахунок режимів різання при фрезеруванні на операції 005 ведеться згідно загальноприйнятої методики [15].

Характер обробки – чистова.

Ріжучий інструмент – торцева насадна фреза із вставними пластинами 2214-0155 ГОСТ 9473-80. Матеріал ріжучої пластини - ВК8. Діаметр фрези  $D=125$  мм, кількість зубів  $z=12$ . Стійкість інструменту  $T=180$  хв. Кути ріжучої частини:  $\gamma = 5^\circ$ ;  $\alpha_1 = 12^\circ$ ;  $\varphi = 20^\circ$ ;  $\varphi_2 = 10^\circ$ ;  $\varphi_1 = 5^\circ$ ;  $\chi = 12^\circ$ .

Глибина різання  $t=1,4$  мм.

У відповідності до табличних даних подача на один зуб фрези  $S=0,15$  мм/зоб.

Швидкість різання:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot Z^p} \cdot K_v$$

де  $C_v, q, x, y, z, u, p, m$  – коефіцієнти;

$T^m$  – період стійкості інструменту;

$D$  – діаметр фрези;

$T$  – глибина різання;

$B$  – ширина різання;

$S_z$  – подача на зуб;

$z$  – число зубів фрези.

$$V = \frac{445 \cdot 1250,2}{180^{0,32} \cdot 1,4^{0,15} \cdot 0,15^{0,35} \cdot 95^{0,2} \cdot 12^0} \cdot 0,698 = 105,85 \text{ м/хв.}$$

$$K_\delta = K_{m\delta} \cdot K_{n\delta} \cdot K_{шт} = 0,698 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,698$$

Кількість обертів:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D};$$
$$n = \frac{1000 \cdot 105,85}{3,14 \cdot D} 125 = 269,54 \text{ хв}^{-1};$$

Хвилинна подача:

$$S_{xb} = 0,15 \cdot 12 \cdot 269,54 = 485,7 \text{ мм/хв.}$$

Сила різання:

$$P_z = \frac{10 C_p \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^H \cdot Z}{D^q \cdot n^w} \cdot K_{mp};$$
$$P_z = \frac{10 \cdot 54,5 \cdot 140,9 \cdot 0,15^{0,74} \cdot 95 \cdot 12}{125^1 \cdot 269,54^0} \cdot 1,04 = 3415 \text{ Н.}$$

Потужність різання:

$$N_{\text{різ}} = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60};$$
$$N_{\text{різ}} = \frac{3415 \cdot 105,85}{1020 \cdot 60} = 5,91 \text{ кВт.}$$

Потужність приводу:

$$N_{\text{пр}} = N_{\text{різ}} / 0,75;$$
$$N_{\text{пр}} = 5,91 / 0,75 = 7,87 \text{ кВт.}$$

За потужністю вибираємо вертикально-фрезерний верстат моделі 6P13, у якого потужність двигуна шпинделя  $N=11$ кВт.

Узгоджуємо режими різання з паспортними даними верстату.

Уточнена кількість обертів:

$$n_{\text{пр}} = 256 \text{ об/хв.}$$

Уточнена швидкість різання:

$$V_{\text{пр}} = \frac{3,14 \cdot 1,25 \cdot 256}{1000} = 100,48 \text{ м/хв};$$

Уточнена хвилинна подача:

$$S_{xb\text{пр}} = 460 \text{ мм/хв.}$$

Уточнена сила різання:

$$P_z = \frac{10 \cdot 54,5 \cdot 1,4^{0,9} \cdot 0,15^{0,74} \cdot 95^{10} \cdot 12}{125^1 \cdot 269,54^0} \cdot 1,04 = 3415 \text{ Н.}$$

Уточнена потужність різання:

$$N_{\text{різ}} = \frac{3415 \cdot 256}{1020 \cdot 60} = 5,6 \text{ кВт.}$$

Уточнена потужність приводу:

$$N_{\text{пр}} = 5,6 / 0,75 = 7,46 \text{ кВт.}$$

Оскільки 7,46 кВт < 11 кВт, то верстат підібрано вірно.

На решту операцій та переходів режими різання вибираємо згідно табличних нормативів. Вибрані та узгоджені з верстатами режими різання зводимо у таблицю 2.5.

Таблиця 2.5. Режими різання технологічного процесу

№ операції	Назва і зміст операції	Ріжучий інструмент	Глибина різання t, мм	Розрахункові і табличні режими різання				потужність	Узгоджені з верстатом		
				S, мм/об	V, м/хв	n, об/хв	N, кВт		S, мм/об	n, об/хв	V, м/хв
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
005	Вертикально-фрезерна Фрезерувати поверхні в розмір 13 мм.	Фреза ВК82214-0155 ГОСТ 9473-80 T=180 хв; D=125 мм.	14	0,15	105,8	269,5	7,87	11 кВт	460	256	100,48

Продовження табл. 2.5

01 0	Вертикально - свердлильна Свердлити 2 отв., Ø14 мм Зенкерувати 2 отв., Ø14,79 мм Розвернути 2 отв., Ø15H7 мм	Свердло 2301- 0048ГОСТ10 903-77, T=60 хв Зенкер комбінований T=60 хв. Розвертка 2363-4504 ГОСТ 1672- 80, T=60 хв	70 0, 4 0, 1	0,2 0,46 0,31 5	24,1 4 22,1 11,2 1	34 7 47 5 28 3	2,3	11 кВ Т	0,2 0,4 0,2 8	35 5 50 0 25 2	22,9 5 23,2 11,8 6
01 5	Горизонталь но-фрезерна  Фрезерувати поверхні в розмір 182 мм	Фреза BK82214- 0157 ГОСТ 9473-80 T=180 хв; D=160 мм.	3, 5	0,20	87,1	17 3	5,9	8 кВ Т	50 0	16 0	80,3 8
02 0	Поздовжньо -фрезерна Фрезерувати поверхні в розмір 96 мм	Фреза BK82214- 0155 ГОСТ 9473-80 T=180 хв; D=125 мм.	1, 7	0,15	85,0	21 6	3,5 7	7× 2 кВ Т	42 3	23 5	92,5

Продовження табл. 2.5.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
03 0	Агрегат на Свердли 2 отв. Ø10,2 мм	Свердло 9301-0030(Ø10,2) ГОСТ 10903-77, Т=60 хв.	5,1	0,15	26,4	824	1,14	Агрегатний п'ятипозиційний N=2,0×5 кВт	0,1	500	16
	Свердли 4 отв. Ø6,7 мм	Свердло 2300-2440(Ø6,7) ГОСТ 10902-77, Т=60 хв.	3,35	0,09	22,8	683	0,64		0,14	355	7,47
	Зенкувати 2 фаски 1,6×45°	Зенківка 1426-0727 МН727-60, Т=60 хв.	1,6	0,15	18,0	382	0,38		0,15	355	14,94
	Зенкувати 4 фаски 1,6×45°	Зенкер 2330-4726 ГОСТ 12489-41 Т=60 хв.	2,0	0,3	20,4	232	1,3		0,2	180	16,41
	Зенкувати 2 отвори Ø28	Зенкер 1420-0720 МН726-60, Т=60 хв.	1,6	0,15	18,0	573	0,48		0,15	355	15,8
	Нарізати різь у 2 отв. М12.	Мітчик М82620-1219 ГОСТ 3266-81, Т=90 хв.	0,9	1,75	11,0	292	0,48		1,75	250	9,42
	Нарізати різь у 4 отв. М8.	Мітчик М82620-1219 ГОСТ 3266-81, Т=90 хв.	0,65	1,25	11,63	463	0,84		1,25	250	6,28

Продовження табл. 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
03 5	Вертикальн о- свердлильна										
	Свердлити 4 отв.Ø6,7 мм	Свердло 2300- 2440(Ø6,7) ГОСТ 10902-77, Т=60 хв.	3,3 5	0,0 9	22,8	108 3	1,1 4		0,2	50 0	10,5 2
	Зенкувати 4 фаски у 4-х отворах 1,6×45°	Свердло 2300-0280 (Ø10) ГОСТ 10902-77, Т=60 хв.	1,6	0,1 5	18,0	573	0,4 8		0,1 5	33 5	16,4 1
	Нарізати різь у 4 отв. М8.	Мітчик М82620- 1219 ГОСТ	0,6 5	1,2 5	11,6 3	463	0,8 4		1,2 5	25 0	6,28
	Агрегатна Свердлити 2 отв.Ø10,2 мм	Свердло 3266-81, Т=45 хв.									
	Зенкерувати 2 отв.Ø30,34 мм	Свердло 2301- 0030(Ø10, 2) ГОСТ 10903-77, Т=60 хв.	5,1	0,1 5	26,4	479	1,1 4		0,1	50 0	16,0 1
	Зенкувати 2 фаски 1,6×45°	Зенкер 2330-4738 ГОСТ 12489-41 Т=50 хв.	2,0	0,2 5	20,4	214	1,6		0,2 5	18 0	17,2 3
		Зенківка 1426-0727 МН727-60, Т=60 хв.	1,6	0,1 5	18,0	382	0,3 8		0,1 5	35 5	14,9 4
	Зенківка 1426-0727 .	1,6	0,1 5	18,0	191	0,5 4		0,1	15 0	16,7 2	

Продовження табл. 2.5

Зенкувати 2 фаски 1,6×45°	МН727- 60, Т=60 хв. Мітчик	0,9	11,0	292	0,48	4,75		4,75	250	9,42
Нарізати різь у 2 отв. М12.	М122620- 1513 ГОСТ 3266-81, Т=90 хв.									

#### 2.4. Розробка та опис кінематичної схеми верстата. Кінематичний розрахунок

##### 2.4.1. Розрахунок приводу головного руху

Вибраний тип двигуна (двигун постійного струму) обумовлює структуру приводу і спосіб регулювання швидкості.

В багатоопераційних верстатах з ЧПК застосовують безступінчасте регулювання швидкості, двигуном постійного струму. Безступінчасте регулювання має ряд позитивних якостей:

- підвищення продуктивності обробки шляхом точної відповідності швидкості, встановленій на верстаті, технологічному значенню, оптимальному по режимах різання;
- плавність регулювання швидкості під час роботи, що є важливою перевагою, коли необхідне підналагодження режиму обробки;
- автоматизація керування приводом від системи ЧПК;
- зменшення механічної частини приводу.

В структуру безступінчастого регулювання швидкості в даному випадку потрібно ввести перебір зубчастих коліс, який би забезпечував роботу приводу з постійною потужністю при частотах обертання від 200 до 550 об/хв.

Для подальшого проектування виберемо двигун по частотних характеристиках.

Промисловість випускає двигуни постійного струму, які працюють із постійною потужністю при частотах від 1000 об/хв до 3000 об/хв, така механічна характеристика необхідна при обробці деталей композитом. А механічний перебір забезпечить роботу приводу з постійною потужністю в середній частині діапазону регулювання (200-550 об/хв). Отже, діапазон регулювання головного руху рівний: [16]

$$R = \frac{n_{max}}{n_{min}}, \quad (2.1)$$

де  $n_{max}=3000$  об/хв - максимальна частота обертання шпинделя;  $n_{min}=20$  об/хв - мінімальна частота обертання шпинделя.

$$R = \frac{3000 \text{ об/хв}}{20 \text{ об/хв}} = 150$$

При послідовному регулюванні діапазон регулювання приводу рівний добутку двох членів:

$$R = R_{\delta} \cdot R_{\kappa}, \quad (2.2)$$

$R_{\delta}$  - діапазон безступінчастого регулювання (регулювання двигуном);

$R_{\kappa}$  - діапазон регулювання коробки швидкостей.

Діапазон регулювання двигуном рівний:

$$R_{\delta} = \frac{n_{max}}{n_{min}} \quad (2.3)$$

де  $n_{max}$  - максимальна частота обертання двигуна,  $n_{max}=3000$  об/хв;  $n_{min}$  - мінімальна частота обертання шпинделя -  $n_{min}=1000$  об/хв.

$$R_{\delta} = \frac{3000}{1000} = 3$$

Маючи значення  $R$  і  $R_{\delta}$  можна знайти  $R_{\kappa}$  - діапазон регулювання коробки швидкостей.

$$R_{\kappa} = \frac{R}{R_{\delta}} = \frac{150}{3} = 50$$

Загальне число ступенів регулювання рівне:

$$Z = \frac{\lg R}{\lg \phi} \quad (2.4)$$



де  $\phi$  - знаменник геометричного ряду, для багатоцільових верстатів  $\phi$  приймають рівним 1,12.

$$Z = \frac{\lg 150}{\lg \phi} = 44,7 \approx 45$$

Отже, загальне число ступенів регулювання рівне  $Z=45$ . Число ступенів регулювання коробкою швидкостей рівне.

$$Z_k = \frac{\lg R_k}{\lg R_6} = \frac{\lg 150}{\lg 3} = 4,56 \approx 5$$

Отже, число ступенів регулювання коробкою швидкостей рівне  $Z_k=5$ . В багатоцільових верстатах з числовим програмним керуванням інколи скорочують число ступенів швидкості коробки швидкостей, округлюючи  $Z_k$  в меншу сторону, що призводить до розриву у середній частині діапазону регулювання. Такий прийом спрощує механічну частину приводу, однак він можливий, якщо технологічні операції здійснюються в середній частині діапазону з постійним моментом і не потребує повної потужності.

Зменшення числа ступенів коробки швидкостей  $Z_k$  до 2 дасть можливість скоротити механічну частину приводу і забезпечити роботу приводу з постійною потужністю в діапазоні частот обертання від 200 об/хв до 550 об/хв.

Для побудови структурної сітки нам необхідно визначити характеристику механічної групи.

$$X_{em} = \frac{\lg Z_k}{\lg \phi}, \quad (2.5)$$

де  $Z_k$  - число ступенів коробки швидкостей,  $Z_k=5$ ;  $\phi$  - знаменник геометричного ряду.

$$X_{em} = \frac{\lg 5}{\lg 1,12} = 14,2 \approx 15$$

Число ступенів коробки швидкостей взяте повне.

Знаючи значення знаменника геометричного ряду  $\phi=1,12$ , число ступенів регулювання приводу  $Z=45$ , число ступенів передач коробки

швидкостей  $Z_k=2$ , яке прийняте для нашого приводу головного руху зменшене і характеристику цієї передачі  $X_{ст}=15$  ми можемо побудувати структурну сітку приводу головного руху верстата.

Структурна сітка будується в логарифмічній шкалі з інтервалом між сусідніми точками рівних  $lg\phi$ . Для побудови структурної сітки проводять ряд горизонталей з інтервалами, рівними  $lg\phi$ , в кількості, рівній числу ступенів  $Z$  і ряд вертикалей, число яких рівне числу незалежних груп плюс одиниця.

Кожній групі передач відводяться поля між сусідніми вертикалями в порядку їх конструктивного розташування. Структурна сітка не зв'язана з конкретним числом обертів початкової ланки і несе наглядну інформацію.

$$\begin{array}{ccc} P1=1 & P2=1 & P3=2 \\ x1=1 & x2=1 & x3=15 \end{array}$$

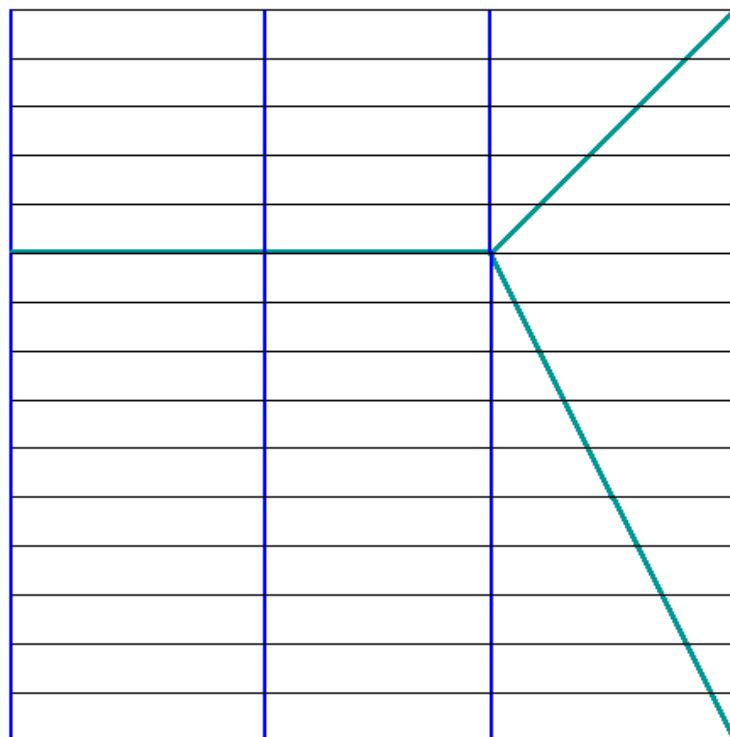


Рисунок 2.3 Структурна сітка

## 2.4.2. Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Будуємо графік чисел обертів приводу головного руху. Для побудови графіка чисел обертів необхідні такі величини:

1. знаменник « $\phi$ » ряду чисел обертів -  $\phi=1,12$ ;
2. мінімальне і максимальне значення обертання шпинделя  $n_{\min}$  та  $n_{\max}$ , об/хв -  $n_{\min}=20$  об/хв,  $n_{\max}=3150$  об/хв;
3. число ступеней  $Z=45$ ;
4. діапазон регулювання двигуном постійного струму  $R_d=3$ ;
5. мінімальне і максимальне значення обертання шпинделя із постійною потужністю, яке забезпечується двигуном  $n_{\min}=1000$  об/хв,  $n_{\max}=3000$  об/хв.

Побудову ведемо в такій послідовності:

1. уточнюємо числа обертів шпинделя згідно стандартного значення знаменника  $\phi$  і нормалі H11 [16];
2. проводимо чотири вертикальні лінії, оскільки привід має чотири валу (з врахуванням пасової передачі і одиничної передачі). На рівній відстані один від одного проводимо горизонтальні лінії, число яких рівне числу ступенів швидкості  $Z=45$ . Навпроти кожної лінії з правої сторони графіка записуємо значення частот обертання;
3. визначимо характеристику механічної групи  $X_{EM}$ , за формулою:

$$X_{EM} = \frac{\lg Z_M}{\lg \phi}, \quad (2.6)$$

де  $Z_M$  - число ступенів;  $\phi$  - знаменник ряду.

$$X_{EM} = \frac{\lg 5}{\lg 1,12} = 14,2 \approx 15$$

Для даної групи проводимо промені - передачі з відстанню між їх кінцями, рівною характеристиці групи; і

4. кожен промінь на графіку частот обертання відповідає включенню передачі з передаточним відношенням  $U=\phi^m$ , де  $m$  - число

інтервалів  $\ln\phi$ , які перетнув промінь. Якщо промінь опускається вниз, передача - понижуюча ( $m < 0$ ), якщо вверх - підвищуюча ( $m > 0$ ). В приводах головного руху металорізальних верстатів рекомендовані значення передаточних чисел повинні знаходитись в межах:

$$\frac{1}{4} \leq U \leq 2,$$

враховуючи це промінь понижуючої передачі опускаємо на величину, яка межує з граничною, тобто на 10 поділок вниз, а підвищуючі на 5 поділок вверх;

5. в структуру приводу включаємо передачу, яке передає крутний момент від шпинделя на вал пасової передачі з передаточним відношенням рівним одиниці  $U=1$ ;

6. максимальні значення обертів двигуна і шпинделя однакові, так як в структурі знаходиться підвищуюча передача, то пасова передача, яка передає крутний момент від двигуна на вал повинна мати понижуюче передаточне відношення  $U_{\text{пас}}=1/U_3$ .

При побудові графіка чисел обертів промінь підвищувальної передачі піднятий на 5 поділок враховуючи те, що привід головного руху повинен працювати з постійною потужністю при числах обертів від 3150 об/хв до 1000 об/хв. Промінь понижуючої передачі опущений на 10 поділок, для забезпечення роботи приводу головного руху верстата при частотах обертання від 560 об/хв до 180 об/хв.

Побудувавши графік частот обертання шпинделя, легко визначити передаточні відношення всіх передач приводу. Вони визначаються за формулою  $U=\phi^m$ , де  $m$  - число інтервалів, що пересік промінь,  $\phi$  - знаменник ряду. Визначаємо передаточне відношення пасової передачі. Промінь опущений на 5 інтервалів вниз, отже:

$$U_{\text{пас}} = \phi^{-m} = 1.12^{-5} = 0,56 \quad (2.7)$$

Передаточне відношення одиничної передачі рівне  $U_1=\phi^0=1$ . Передаточне відношення підвищувальної передачі рівне  $U_3=1,12^5=1,68$ , тому, що промінь піднятий на 5 інтервалів.

Понижуюча передача буде із передаточним відношенням рівним  $U_2=1,12^{-10}=0,338$ , через те, промінь опущений на 10 поділок вниз.

Маючи значення передаточних відношень для кожної групи можна визначити числа зубів окремих пар зубчастих коліс, що входять в неї. При цьому приймають, що модуль всіх зубчастих коліс групи однаковий, а міжосьова відстань незмінна. Виходячи з цієї умови можна записати наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} Z_1 + Z_2 = \Sigma Z \\ \frac{Z_1}{Z_2} = U_1 \end{cases} \quad (2.8)$$

Приймаючи  $Z_1=38$  і виходячи з конструктивних міркувань знаходимо

$$Z_2 = \frac{38}{U_1} = \frac{38}{1} = 38$$

Знайшовши кількість зубів зубчастих коліс першої групи знаходимо числа зубів другої групи. Запишемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = \Sigma Z \\ \frac{Z_3}{Z_4} = U_2, \quad \frac{Z_5}{Z_6} = U_3 \end{cases} \quad (2.9)$$

Числа зубів, що можуть бути отримані в результаті рішення системи рівнянь часто бувають дробовими, тому зрозуміло, що їх необхідно заокруглювати до цілих чисел. Проте, в кінці ці заокруглення можуть суттєво вплинути на точність передаточних відношень і привести до того, що фактичні числа обертів можуть відрізнятися від табличних більш ніж на  $\pm 10$ . В зв'язку з цим пропонується табличний метод знаходження чисел зубів меншого колеса для заданого передаточного відношення і вибраної величини  $\Sigma Z$ .

Прийнявши  $\Sigma Z = 91$  (з конструктивних міркувань) знайдемо числа зубів коліс підвищувальної передачі з передаточним відношенням  $U_2=0,338$ . по таблиці 2 [16] для  $\Sigma 91$  і  $U_2=0,338$  число зубів меншого колеса рівне 34, а число зубів більшого колеса знаходимо

$$\Sigma Z - Z_{min} = Z, \text{ де } Z_{min} = Z_4 = 34.$$

$$91-34=57.$$

Отже, число зубів великого колеса рівне  $Z_3 = 57$ .

Для понижувальної передачі числа зубів знаходимо аналогічно.  
 $\Sigma Z = 91$ ,  $U=1,76$  із таблиці 2 знаходимо  $Z_{min} = Z_5 = 23$ .

$$\Sigma Z - Z_5 = Z_6,$$

$$91-23=68.$$

Отже, числа зубів для понижувальної передачі становлять  $Z_5 = 23$  і  $Z_6 = 68$ .

Знаючи передаточні відношення, числа зубів коліс кожної групи і структуру приводу можна побудувати кінематичну структуру приводу головного руху.

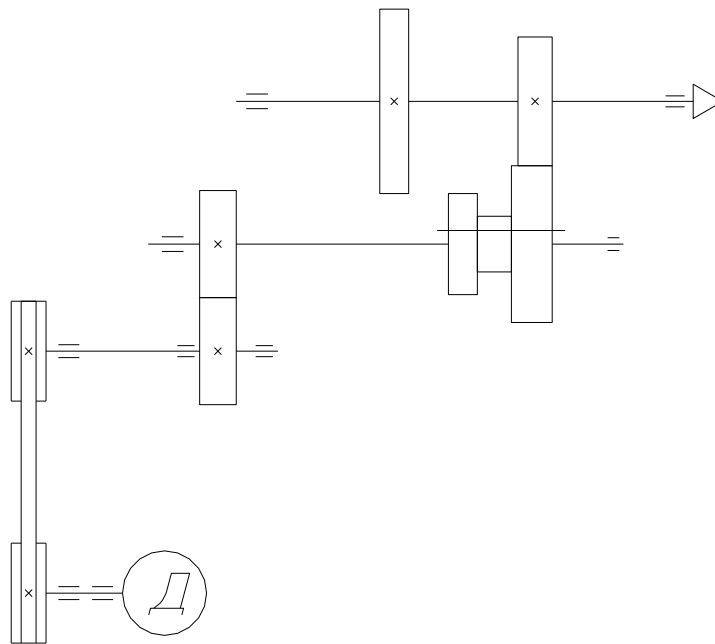


Рисунок 2.4 Кінематична структура приводу головного руху.

(Зображення повернуто)

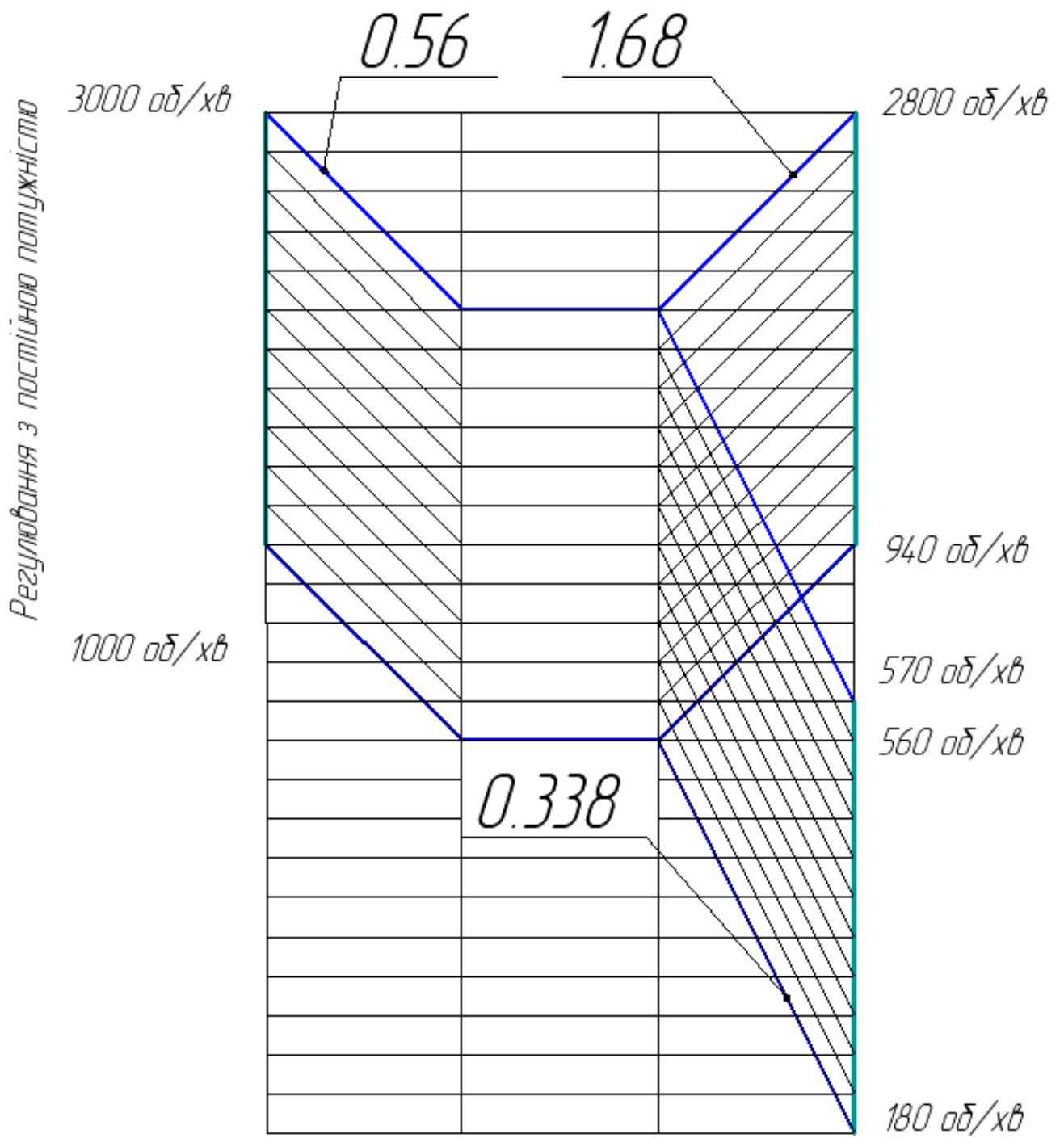


Рисунок 2.5 Графік чисел обертів.

## 2.5. Висновки до розділу

Провівши аналіз конструкторсько-технологічних характеристик деталі “Корпус 3411060-7232256-00”, провівши необхідні розрахунки, ми дійшли висновку, що деталь за своїми конструктивними та технологічними параметрами придатна для механічної обробки.

Оброблювані поверхні, з огляду на якісні показники та параметри точності, не викликають значних труднощів, і дозволяють вести обробку на прохід, обробляти декілька деталей одночасно. Доступ інструменту до оброблюваних поверхонь вільний. Отвори розміщені під прямим кутом до площини входу та виходу інструменту.

У зв'язку з незначним перевищенням металомісткості жорсткість деталі достатньо велика і допускає підвищення фактичних режимів різання у порівнянні з розрахунковими значеннями.

Виконані кінематичні розрахунки показали, що у приводі головного руху верстата доцільно використати багатониткову клинопасову передачу.

Огляд результатів попередньо виконаних наукових досліджень дозволяє зробити висновок, що вдосконалення конструкції та раціоналізація параметрів елементів приводу має більш вагомий вплив на точнісно-кінематичні показники приводу головного руху ніж власне процес різання і силові фактори, які виникають у зоні різання.



### 3. НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

#### 3.1. Особливості створення твердотілих моделей

Активне впровадження інформаційних технологій та систем автоматизованого проектування визначає умови для електронного моделювання процесів, які можна визначити в реальних досліджуваних об'єктах. Серед переліку систем автоматизованого проектування ми можемо виділити окремі підгрупи програмних продуктів (CAD\_CAM\_CAE системи), які призначені для інженерного розв'язання об'єктно - орієнтованих завдань. Серед таких програмних продуктів досить часто використовують пакети прикладних програм для виконання математичних розрахунків [17, 18] (MatLab, MathCAD), графо-аналітичного дослідження структурних схем технічних об'єктів (VisSim) та системи двомірного і тривимірного проектування (AutoCAD, AutoCAD-Inventor, Catia, Pro-Engineering, Solidworks). Слід відзначити, що системи двомірного та тримірного графічного проектування займають провідне місце у номенклатурі подібних програмних продуктів. Більшість з цих програмних продуктів оснащені модулями з розвинутим математичним апаратом для проведення конструкторських розрахунків у процесі графічного проектування. Серед основних функцій інженерного аналізу у складі систем графічного моделювання слід відмітити дослідження НДС об'єкта проектування під дією зовнішніх силових факторів, теплових навантажень тощо.

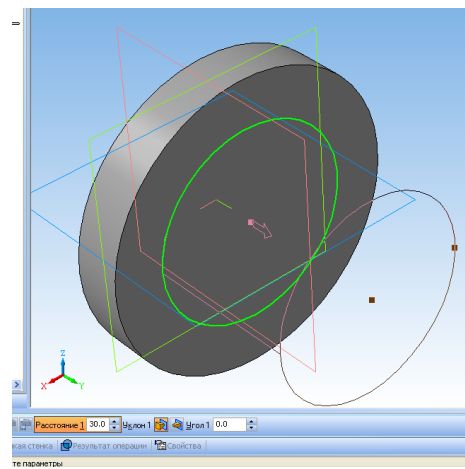
Крім того, сучасні системи графічного моделювання можуть бути доповненими спеціальними та спеціалізованими прикладними бібліотеками графічних об'єктів, окремими розрахунковими модулями за допомогою яких результати аналітичного розрахунку перетворюються у графічне зображення конкретного технічного рішення.

Графічні системи автоматизованого проектування надають інженеру чи досліднику величезний спектр можливостей [19] для виконання проектних робіт із найменшими трудовими затратами. Слід відмітити, що подібні системи

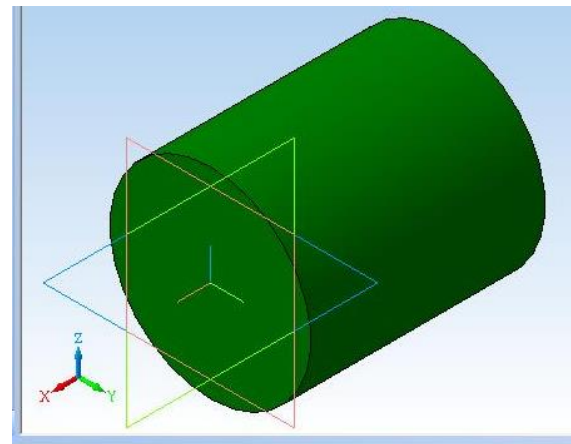
проектування дозволяють опрацьовувати не тільки ті документи, які були створені у її програмному середовищі, але й використовувати результати роботи в інших програмних продуктах, зокрема у всесвітньо відомій системі AutoCAD. Більшість систем САПР успішно інтегруються з іншим потужними графо-аналітичними продуктами. Сучасні системи автоматизованого проектування дозволяють проводити дослідження НДС довільної твердотілої моделі методом кінцевих елементів. Окремі системи можуть генерувати структурні схеми та конструкції за принциповою розрахунковою схемою, підбирати геометричні параметри елементів просторових тримірних конструкцій.

Існує багато варіантів формування твердотілих моделей в системі. Ті користувачі системи, які давно працюють у режимі 2D моделювання, на початках створюють зображення об'єкта проектування у трьох проекціях, а потім отримані зображення переносять у середовище 3D моделювання. Інші користувачі реалізують зворотній шлях підготовки конструкторської документації. Першочергово створюється твердотіла модель об'єкта, а потім, використовуючи інструменти системи автоматизованого проектування, в автоматизованому режимі, виконують проекційне креслення. Кожен спосіб має свої переваги та недоліки, але в кінцевому результаті буде створено комплект конструкторської документації та візуалізоване зображення проєктованого виробу. Наявні робочі креслення та готовий віртуальний продукт ніяк не характеризують процес виготовлення, функціонально обумовлені особливості конструкції, відношення об'єму переробленого матеріалу до об'єму готового виробу, технологічні особливості процесу формоутворення, можливість інструментального забезпечення технологічного процесу, виконання контрольних операцій тощо. На наш погляд процес створення тривимірної моделі слід розпочинати із характеристики функціонального призначення деталі, вузла, складальної одиниці чи виробу в цілому. Наступний етап – характеристика конструктивних особливостей, які визначають зв'язок об'єкта проектування з іншими складовими конструкції. На цьому етапі формують додаткові геометричні побудови, площини, які не виконують основної функції, але

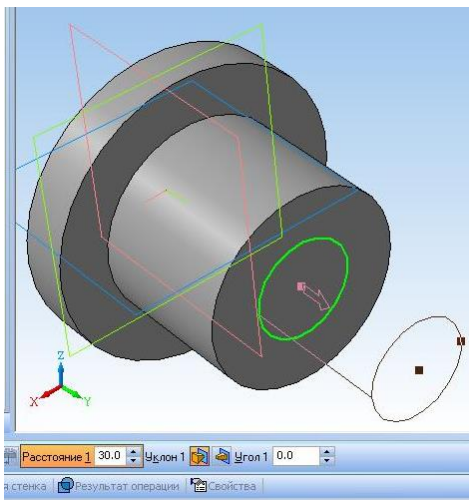
допомагають в її забезпеченні. Наступним кроком організують поверхні, які не виконують жодної із вище перелічених функцій, але їх наявність є обов'язковою, оскільки пов'язана із специфікою геометричних форм в інших об'єктах спряження чи проектування. Ці поверхні називають допоміжними. Алгоритмічно цей процес, як правило, можна реалізовувати двома шляхами: у першому варіанті – шляхом логічного додавання конструктивних і (див. рис. 3.1 а, б, в); у другому випадку – поетапне вилучення частини матеріалу із загального об'єму деталі (див. рис. 3.1 г, д, е)



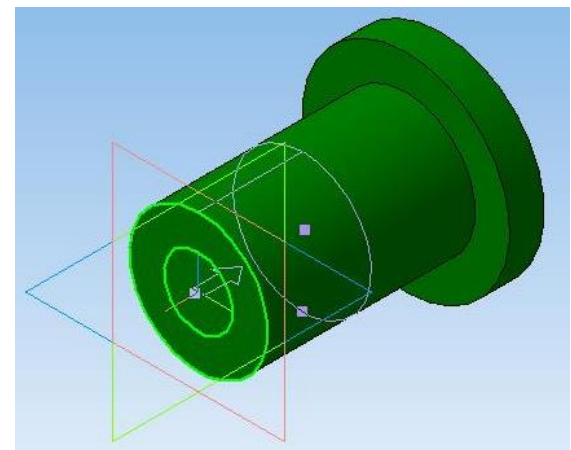
а)



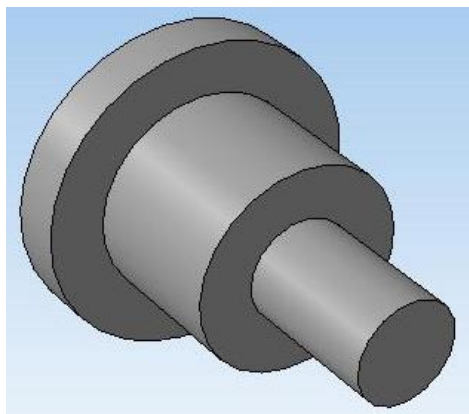
г)



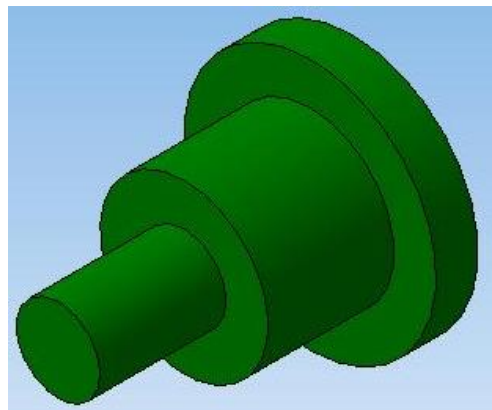
б)



д)



в)



е)

Рисунок 3.1 Варіанти побудови твердотілої моделі вала

Подані рисунки наглядно ілюструють, що кінцевий результат побудови об'єкта є рівнозначними для обох схем, але варіант формування твердотілої моделі на рис. 3.1 а, б та в характерний для проектно-конструкторського підходу, а варіант формування твердотілої моделі на рис. 3.1 г, д, е можна визначити як технологічно обумовлений. При конструкторському підході в основу побудови моделі покладено принцип забезпечення функціональності моделі. створення наступних елементів обумовлено технічною необхідністю та попередньо визначеним цільовим призначенням. При технологічному підході слід відзначити процес формоутворення, який, в певній мірі, відповідає процесу зняття стружки на токарних верстатах. Кожен елемент є результатом виконання певної технологічної операції. У цьому випадку проектувальник на етапі розробки технологічного процесу обробки аналізує всі особливі характеристики та специфічні геометричні форми проєктованого виробу. За необхідності проектувальники можуть закладати у конструкцію деталей специфічні виточки, отвори, лиски, канавки, тощо. В такий спосіб, конструктори та технологи постійно перебувають в режимі консультування і погоджують кінцевий варіант геометрії деталі ще на етапі проєктної розробки.

Будь який вузол, механізм чи машина, складальна одиниця, будуть працездатними за умови, якщо всі деталі, котрі входять до їх структури, розміщені у визначеному порядку, правильно спряжені між собою та

забезпечують достатню кількість ступеней вільності з метою виконання заданих рухів (прямолінійних, обертових, зворотно-поступальних тощо). При виконанні складальних операцій в системах тривимірного моделювання користувачу доступні інструменти, які визначають систему зв'язків і обмежень між окремими компонентами об'єкта складання. При виконанні спряжень системи не встановлюють обмежень на їх використання, але практика виконання твердотілого моделювання, що не доцільно двічі застосовувати однойменне спряження по відношенню одного з об'єктів. Системи тривимірного моделювання, як правило, попереджає користувача про накладання зв'язків, які накладають на складальну одиницю статус перевизначення. Для однозначної характеристики взаємного розміщення двох спряжених деталей достатньо накладати два-три обмеження.

Розглянемо варіант виконання спряження двох об'єктів з можливістю їх взаємного переміщення із збереженням накладених обмежень (рис. 3.2).

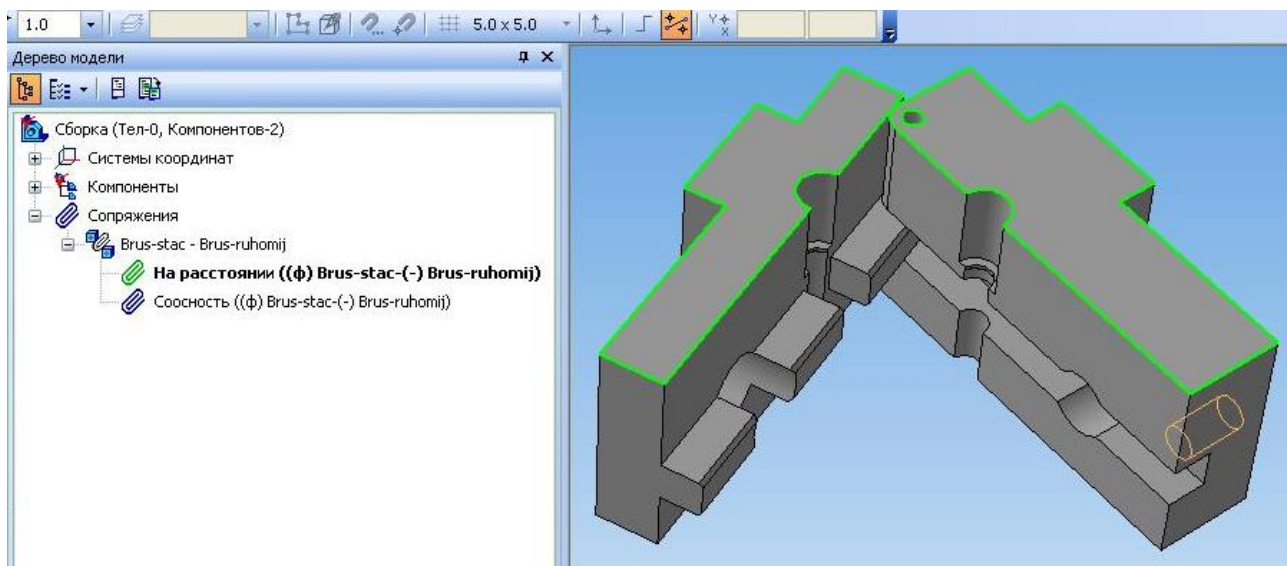


Рисунок 3.2 Розміщення поверхонь об'єктів спряження в одній площині

Для забезпечення функціональності цієї складальної одиниці визначальним параметром є паралельно-площинне розміщення верхніх торцевих поверхонь. За інших умов у якості критерію, який би визначав взаємне розміщення цих тіл,

можна було б обрати і паралельність окремих площин і співпадіння окремих поверхонь виступу із відповідними поверхнями паза і багато інших варіантів. Наступний рисунок ілюструє, що представлені у складальній одиниці деталі крім паралельно-площинного розміщення можуть взаємно відхилитися відносно обраного отвору (рис. 3.3). Накладання такого sprzęження виключає можливість переміщення об'єктів один відносно одного по координатних осях.

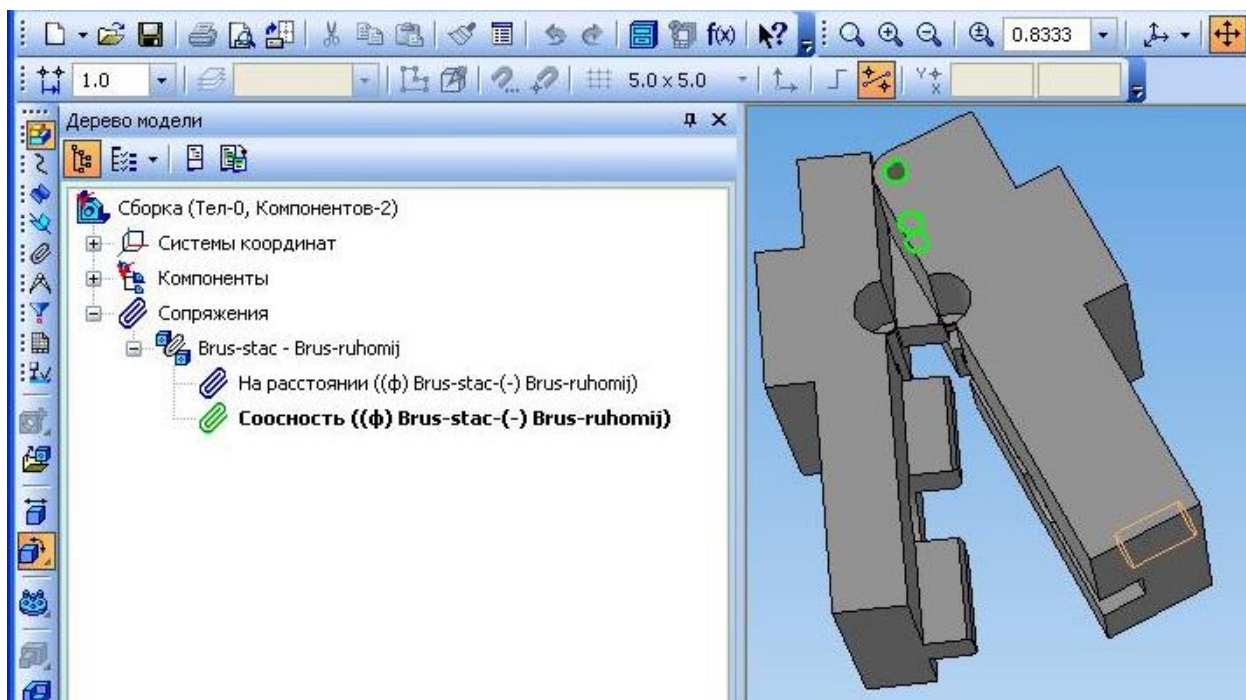


Рисунок 3.3 Обмеження можливості переміщення об'єктів через обмеження по співвісності отворів

Важливо відмітити, що всі елементи, які входять до складальної одиниці підпорядковуються тій системі координат, яка встановлена для базової деталі. Якщо різні деталі виконані у різних координатних площинах, то у робочий простір складальної одиниці вони будуть вставлені зорієнтованими відносно відповідних осей (площин) базової деталі. Перед виконанням sprzęжень необхідно деталі привести до такого орієнтованого стану, який буде близьким до орієнтації базової деталі. Ці операції можна виконати за допомогою інструментів

"переміщення" та "поворот" на інструментальній панелі вікна "сборка" (на рис. 3.3) у нижньому лівому куті активована іконка відповідає за відносний поворот об'єкта відносно базової деталі складальної одиниці). Відмова від виконання цих підготовчих операцій приведе до того, що система виконуватиме спряження шляхом мінімізації переміщень об'єктів спряжень, а такий підхід, у більшості випадків, приводить до некоректного поєднання складальних одиниць.

Значний досвід практичної роботи із системою тривимірного моделювання підтвердив доцільність створення невеликих за наповненістю складальних одиниць (рис. 3.4). Одна складальна одиниця може складатися із довільної кількості компонентів, які утворюють логічно завершену складну просторову фігуру із жорстким зв'язком всіх її компонентів і в подальшому не може бути розчленована.

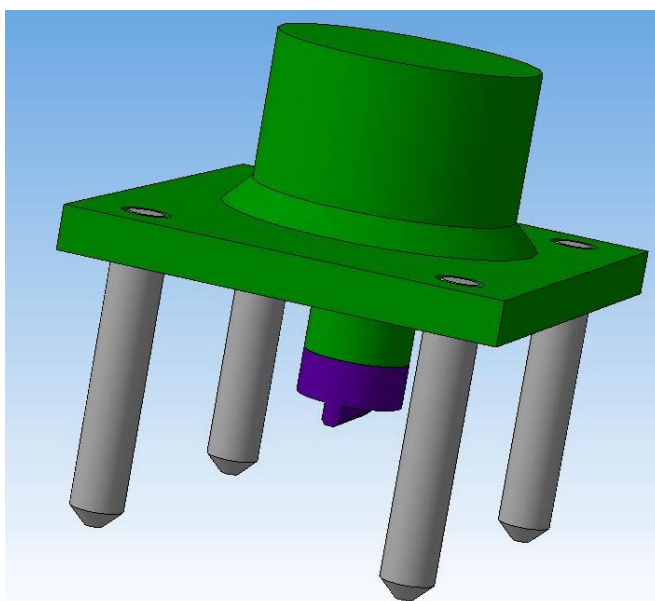


Рисунок 3.4 Зображення складальної одиниці (до складу входить 6 деталей з яких 4 мають одне ім'я)

У тому випадку, коли мова йде про функціональний вузол в якому ряд елементів наділені певними ступенями вільності, то такі вузли доцільно оформляти в окремі складальні одиниці. Якщо у такій складальній одиниці необхідно змінити взаємне розміщення компонентів, то доцільно записати цю складальну одиницю під іншим іменем і відредагувати зв'язки між її окремими

компонентами. Оскільки імена деталей не були змінені, то функціонально-логічні зв'язки не будуть порушені і нова складальна одиниця може бути використана при подальшому проектуванні (рис. 3.5).

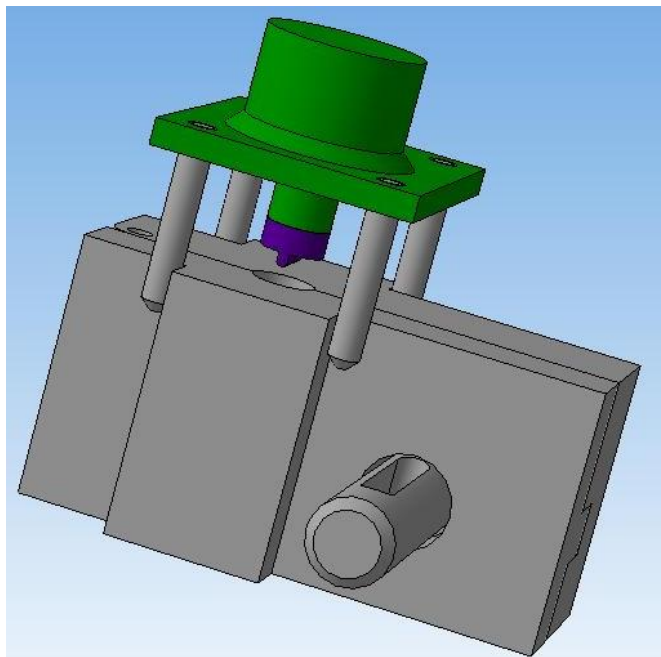


Рисунок 3.5 Твердотіла 3D модель, яка включає (включає три складальні одиниці)

Підводячи підсумок розглянутим теоретичним положенням ми дійшли висновків:

у процесі створення твердотілих моделей необхідно виокремлювати два підходи, конструкторський та технологічний, до процесу формування об'єкта вивчення чи проектування;

при виконанні спряжень деталей та складальних одиниць доцільно попередньо визначити тип взаємодії таких об'єктів;

процес складання варто проводити не із загальної сукупності елементів, а шляхом їх попереднього об'єднання у складальні одиниці.



### 3.2. Використання методу кінцевих елементів та засобів САПР при розрахунку профільних з'єднань

Перед етапом широкого використання засобів 3D моделювання при проектуванні деталей та механізмів металорізальних верстатів застосовували спрощені розрахункові схеми, в котрих конструкції машин представляли у формі елементарних балкових і пластинкових моделей. Широко застосовували аналіз емпіричних залежностей, які були отримані методом узагальнення виконаних розрахунків деталей для існуючих типів верстатів.

На сьогодні широкого впровадження в розрахункову практику зазнали чисельні методи. Застосування чисельних методів виявилось надзвичайно ефективним для конструкцій зі складними геометричними формами, а також при наявності розривів у фізико-механічних властивостях матеріалу об'єкта проектування [20].

Серед найбільш поширених чисельних методів є метод кінцевих елементів (МКЕ), який передбачає формування рішення на малих ділянках – кінцевих елементах. Для інтерполяції застосовують координатні функції різного порядку. На основі МКЕ побудована робота більшості сучасних універсальних програмних пакетів – ANSYS, NASTRAN, Cosmos Works, і ін.

Основна ідея МКЕ полягає в тому, що будь-яку безперервну величину можна апроксимувати дискретною моделлю, яку сформовано на безлічі кусково-безперервних функцій. Дискретну модель дуже легко побудувати при допущенні, що числові значення цієї величини в кожній внутрішній області відомі. При побудові дискретної моделі безперервної величини реалізують наступний алгоритм:

- 1 У заданій області фіксують кінцеву кількість точок. Ці точки називають вузлами.

- 2 Значення безперервної величини в кожній точці вважається змінним.

- 3 Область визначення безперервної величини розбивається на кінцеву кількість ділянок, які називають елементами. Ці елементи в сукупності апроксимують форму і об'єм області.

4 Безперервну величину області апроксимують на кожному елементі поліномом, який визначається на основі значень у вузлових точках цієї величини. Для кожного елемента система визначає свій поліном, але поліноми підбираються так, щоб зберегти безперервність величини області вздовж меж елемента. Вибір форми елементів і їх функційних характеристик для конкретних завдань визначає точність наближеного рішення.

### 3.3. Програми та можливості кінцево-елементного аналізу.

Використання методу кінцевих елементів (МКЕ) під час аналізу конструкцій є практично світовим стандартом щодо різноманітних розрахунків конструкцій. Завдяки універсальності МКЕ ми можемо в єдиний спосіб розрахувати різні конструкції з відмінними властивостями матеріалів.

Для аналізу різнорідних завдань необхідно проводити дослідження, які включають реальні вимірювання напружено-деформованого стану (НДС), застосування теорії ймовірностей, оцінку надійності механічної системи. Тільки натурне дослідження навантажень під час експлуатації дасть змогу на стадії проектування науково аргументувати вибір матеріалів, розмірів та конструктивних рішень. Вирішення цих завдань дозволяє долати завдання оптимальних технологічних режимів експлуатації та прогнозування зміни механічних властивостей та цілісності конструкції.

Конструкторські бюро та науково-дослідні організації потребували зручних, швидких, універсальних та надійних для користувачів програм, які могли б реалізувати великий спектр розрахунків. Це і стало стимулом для створення прикладних програм кінцево-елементного аналізу різними фірмами. Це відомі програмні продукти ANSYS та DesignSpace фірми ANSYS Corporation; Cosmos/M Designer, Cosmos/DesignStar, Cosmos/Works фірми Structural Reseach & Analysis Corporation; Design Works фірми CADSI, тощо.

Перераховані вище програми поділяють на два види:

1) програми звично – елементного аналізу, такі як MSC/InCherck Design Space, Cosmos/Works, які вбудовуються на рівні меню у відомі пакети САПР та мають необхідний інструментарій для експрес-аналізу складальних одиниць або елементів безпосередньо у сфері їх розробки. Щоб користувачам було зручно використовувати такі програми, у них виконується алгоритм автоматичного поділу конструкції на кінцеві елементи.

У цих програм, крім вище перелічених плюсів, існують і недоліки, такі як обмежений набір можливостей для створення та розрахунку моделей з ускладненими властивостями за функціональними схемами, граничними умовами, навантаженнями, геометричними особливостями та ін.

Побудовані в цих програмах розрахункові алгоритми не завжди вирішують поставлені завдання, змушуючи користувачів звернутися до більш досконалого програмного забезпечення.

2) У цю групу входять програми, які, у першу чергу, орієнтовані на розробку повноцінної кінцево–елементної моделі, у якій максимально враховуватимуться як особливості геометричного і силового характеру, так і можливість моделювати, до виконання різних типів розрахунку. У таких програмах присутні потрібні для геометричного моделювання конструкцій інструменти, і навіть прогресивні ресурси імпорту/експорту геометричних моделей з інших САПР – програм.

До цієї групи програм можна віднести більшість сучасних систем 3D моделювання.

Відмінні риси таких систем, завдяки яким досягнуто успіху програмного продукту представлені нижче:

- унікальна кінцево-елементна система, яка охопила багато явищ різної фізичної природи, такі як гідрогазодинаміка, міцність, електромагнетизм та теплофізика. Вона має можливість вирішувати пов'язані завдання, що поєднують усі перелічені види явищ;

- Найширша інтеграція та можливість двостороннього обміну даними з усіма САМ/CAE/CAD – системами;

- Поповнюваність та модифікованість, тобто. повна відкритість;
- Показники «ефективність-вартість» варіюються для різних програмних продуктів (у ANSYS найвищий);
- ANSYS дає найбільшу та унікальну модернізовану систему допомоги, доступну в інтерактивному режимі online, в основі якої покладено алгоритми реалізації гіпертекстового посилання.

Метод кінцевих елементів вважають ефективним і широко використовуваним засобом для досягнення поставленої мети. Сутність цього методу полягає в апроксимуванні досліджуваного тіла тієї чи іншої моделі, що є групою елементів з кінцевим числом ступенів вільності. Ці елементи взаємопов'язані тільки у вузлових точках, куди прикладаються фіктивні сили, еквівалентні поверхневим напругам, розподіленим на межі елементів.

Плюс цього методу полягає в тому, що істотно скорочуються обсяги витрат дорогих матеріалів. Це дає можливість набагато зменшити витрати при створенні нових виробів. Крім того, метод кінцевих елементів дозволяє в найкоротші терміни оцінити характеристики різних конструкцій та вибрати найкращу.

Процедура стандартного розрахунку поділяється на три етапи:

- побудова моделі;
- додаток навантажень та отримання рішення;
- перегляд та аналіз результатів.

Побудова моделі: на цьому етапі визначаємо типи кінцевих елементів, їх константи, властивості матеріалу та геометрію моделі.

Задаємо типи елементів: у бібліотеці кінцевих елементів сучасної системи 3D моделювання міститься понад 80 типів таких елементів. Кожен тип визначає, чи можливо застосувати елемент до тієї чи іншої області розрахунків, наприклад, магнітний, тепловий, інші розрахунки міцності; характерну форму елемента: у вигляді бруска, площинної форми, лінійної форми, тощо; двовимірність (2D) або тривимірність (3D) елемента як геометричного тіла.

Задаємо константи елементів: константа елемента - це властивість, специфічна для даного типу елемента, наприклад параметри поперечного перерізу балкового елемента.

Створюємо геометричну модель: створення відповідної кінцево-елементної моделі, що складається з елементів та вузлів, є основним завданням на етапі створення геометричної моделі. При розробці кінцево-елементної моделі використовують дві технології: твердотіле моделювання та пряма генерація сітки. У першому методі відбувається опис геометричних меж моделі, а потім програма генерує сітки з елементами і вузлами; при цьому розміри та форма елементів контролюються системою проектування. У другому випадку положення кожного вузла задається "вручну" і відбувається з'єднання елементів між собою.

Задання навантажень та отримання рішення: на цьому етапі вибираємо тип аналізу та встановлюємо його опції, прикладаємо навантаження, визначаємо опції для вибору кроку по навантаженню та ініціюємо рішення.

Вибір типу аналізу та його опцій: вибираємо тип аналізу, основою якого є умови навантаження та реакція системи, імовірно отримана раніше. Програмне забезпечення сучасних систем 3D моделювання пропонує такі види розрахунків, як спектральний, статичний, гармонійний, динамічний, модальний та розрахунок стійкості.

Можливість уточнювати параметри розрахунків, що проводяться, нам дають опції аналізу. Типовим є вибір методу розв'язання, облік або відмова від обліку впливу напруженого стану конструкції на її жорсткість, а також опцій застосування методу Ньютона-Рафсона. Більшість цих навантажень може бути прикладена або до твердотілої моделі (у ключових точках, лініях і поверхнях), або до кінцево-елементної моделі (у вузлах і до елементів).

Перегляд результатів: перегляд результатів можливе використанням двох постпроцесорів сучасних систем 3D моделювання. Загальний постпроцесор забезпечує отримання оцінки похибки рахунку, ліній рівня, лістинг результатів, картину деформованого стану, проведення обчислень на основі отриманих

даних, об'єднання розрахункових випадків та використовується для аналізу результатів одного кроку рішення. Постпроцесор процесу навантаження використовують із метою переглядати результати у зазначених точках розрахункової моделі на кожному етапі її рішення; можливе отримання графіка результатів як функцію часу або частоти, на основі графіка лістинг результатів та виконання арифметичних та алгебраїчних обчислень.

Міцний аналіз конструкцій:

Найпоширенішим додатком методу кінцевих елементів вважається аналіз міцності конструкцій. Вузлові переміщення є базовими невідомими, які визначають у всіх типах аналізу міцності конструкцій. За цими переміщенням обчислюють решту величин, таких як зусилля, напруги, деформації.

У сучасних систем 3D моделювання доступні такі види аналізу міцності:

- статичним аналізом називається обчислення напружень та переміщень за умови статичного навантаження;
- модальним аналізом називається визначення власних частот та форм коливань;
- гармонічним аналізом називається перевірка, чи відгукується конструкції на гармонійні складові збурюючого навантаження;
- динамічним аналізом називається перевірка, чи відгукується конструкція на дію довільних навантажень;
- спектральним аналізом називається розширення модального аналізу, що служить для обчислення напруги та деформації при дії спектра частот або випадкової вібрації;
- аналізом стійкості називається розрахунок критичних навантажень та визначення форм втрати стійкості.

### 3.3.1. Створення розрахункової моделі.

Створення моделі робимо в наступній послідовності:

1. Задаються властивості використовуваного у розрахунках матеріалу (рис. 3.6).

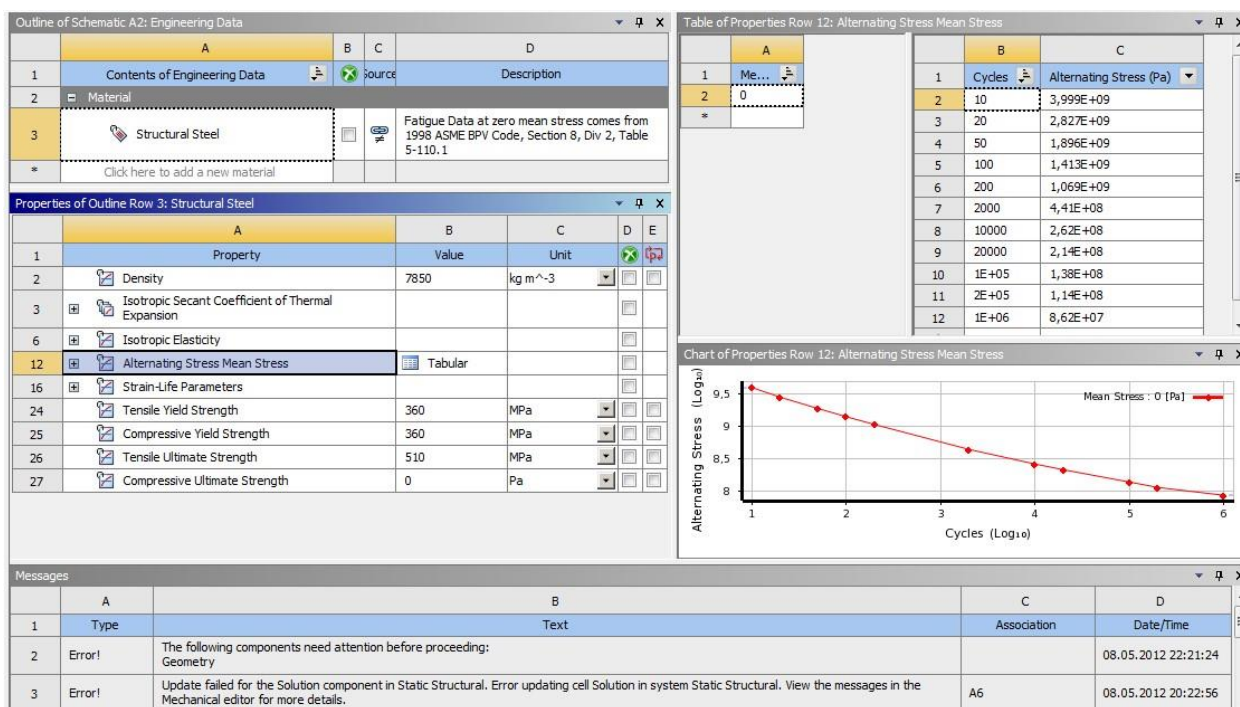


Рисунок 3.6. Вікно призначення матеріалу деталі.

2. Далі створюють модель об'єкта дослідження (рис. 3.7).

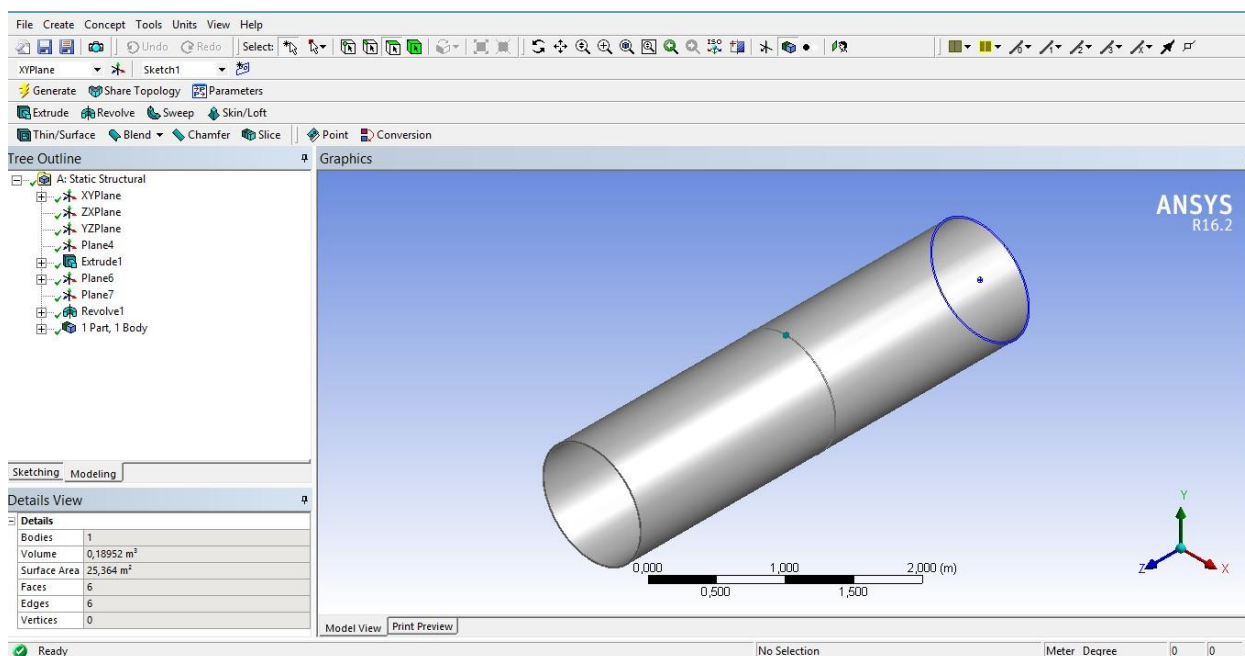


Рисунок 3.7. Модель об'єкта дослідження.

3. Розбивають модель на кінцеві елементи (рис. 3.8).

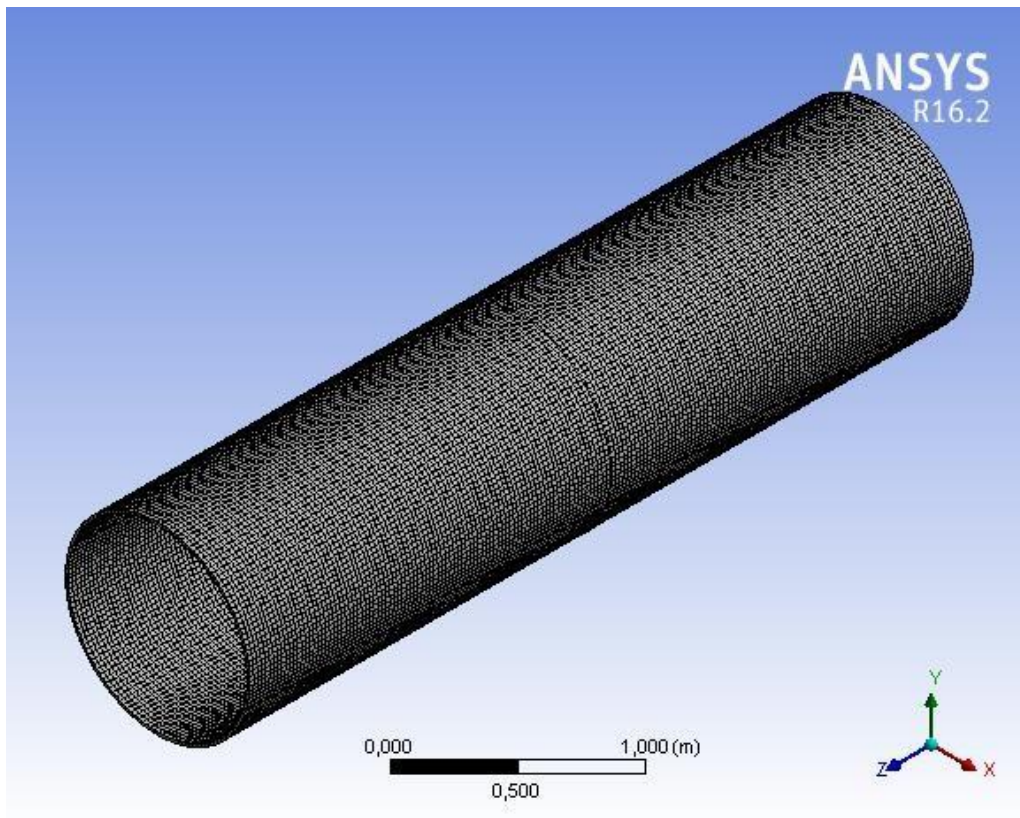


Рисунок 3.8. Кінцево – елементна сітка.

4. Умовно Закріплюємо модель та прикладаємо необхідні сили та інші види навантаження (рис. 3.9).

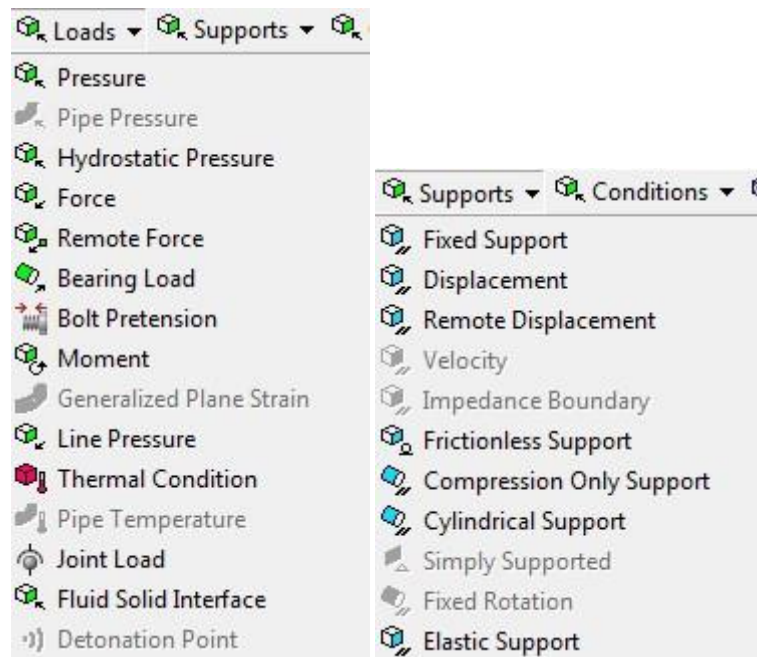




Рисунок 3.9. Закріплення моделі та прикладання до неї навантаження.

5. Запускаємо процедуру автоматизованого дослідження моделі.

### 3.4. Аналіз твердотілої моделі ведених шківів

Розробку твердотілої моделі веденого шківів виконуємо з використанням системи 3D моделювання.

Для проведення порівняльного аналізу доцільно створити щонайменше дві твердотілі моделі ведених шківів (рис. 3.10 – вигнутий профіль та рис. 3.11 – прямокутний профіль).

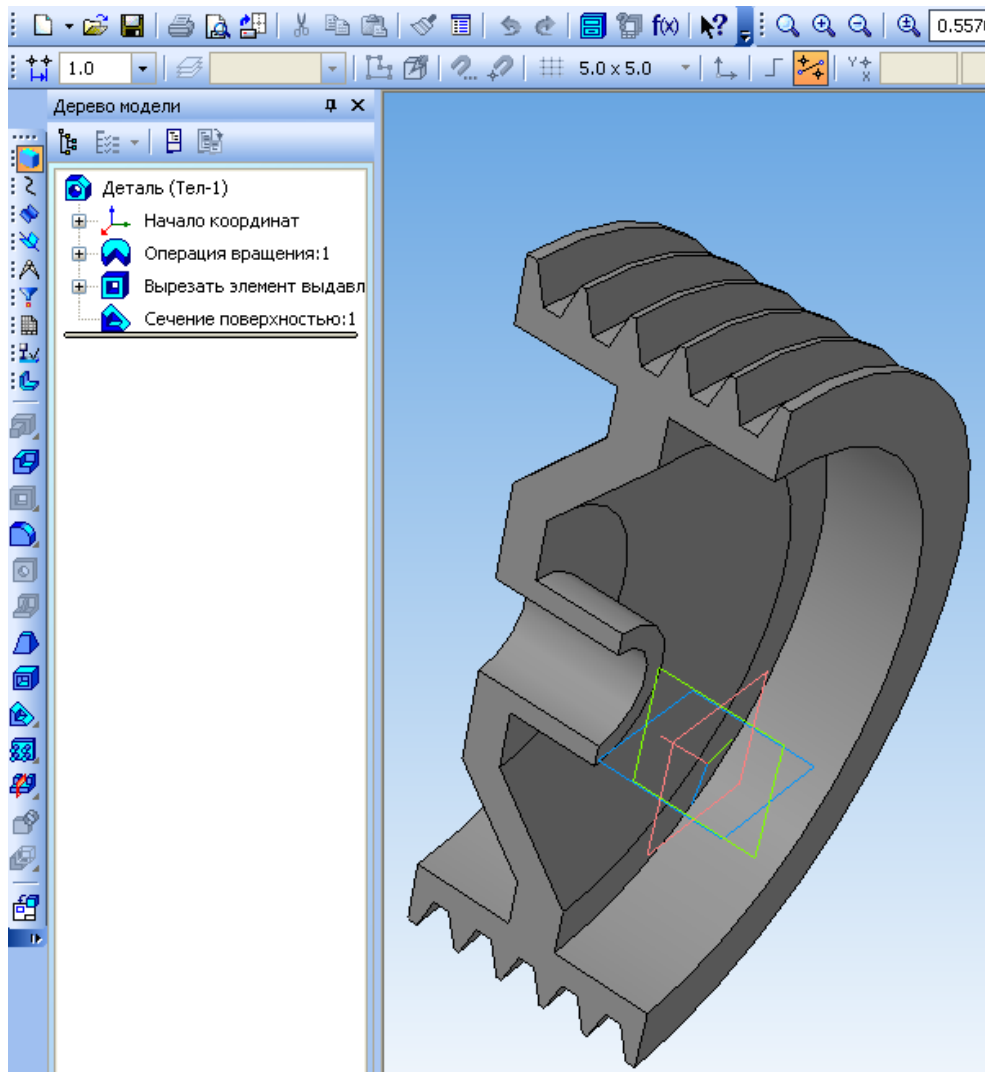


Рисунок 3.10. Профіль шківів з гнутою спицею

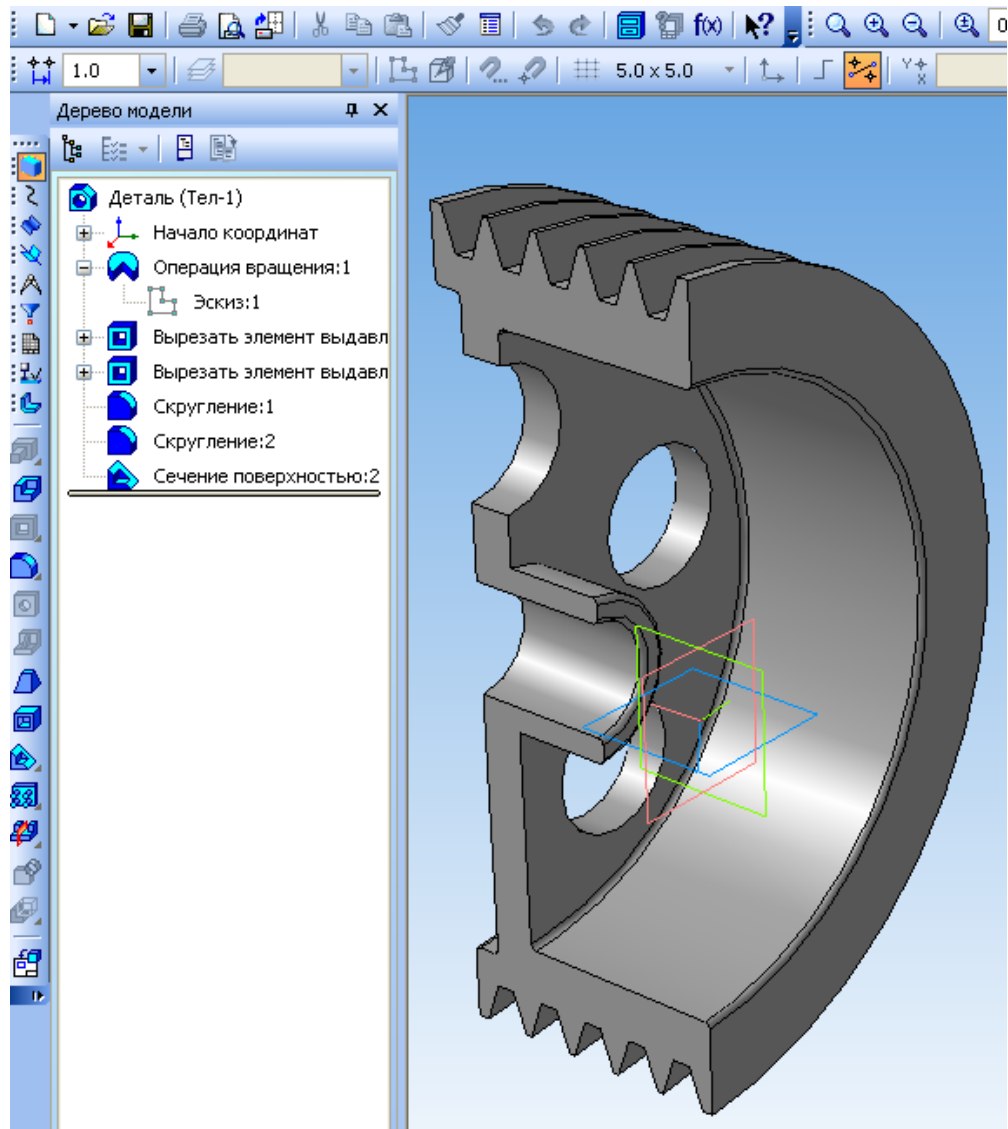
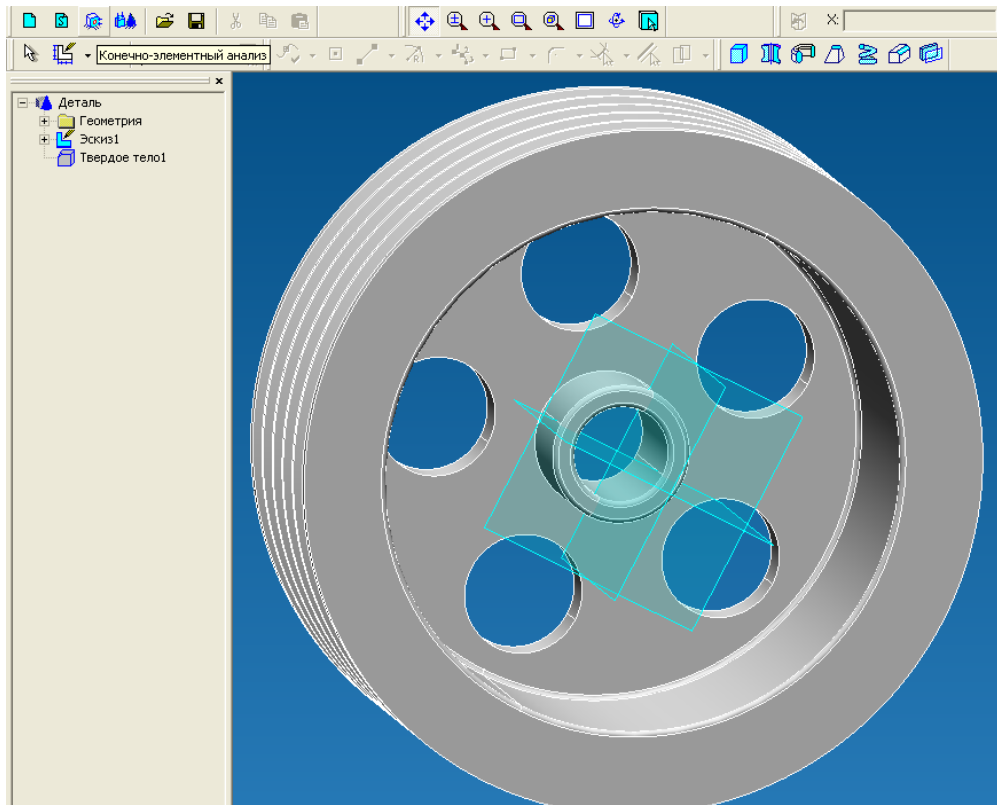
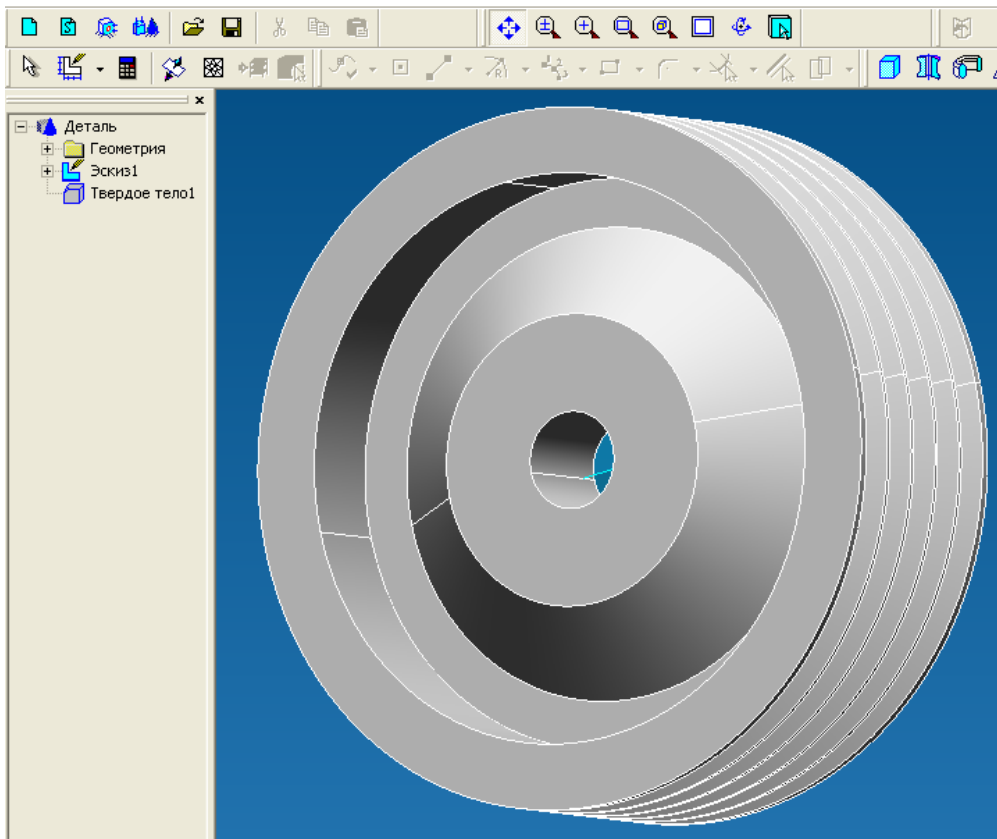


Рисунок 3.11. Профіль розробленого шківa

Побудова твердотілих моделей виконана шляхом створення геометричного профілю шківa у нормальному січенні та його обертання відносно осі обертання на  $360^\circ$ . Як видно з рис. 3.10 та 3.11 після операції "Обертання" виконано операції "Вирізати елемент видавлюванням". Ці операції призначені для утворення центрального отвору а також отворів у спиці шківa. Операція "Скруглення" використана для демонстрації технологічної операції скруглення поверхонь, усунення заусенців, надання виробу естетичної форми.



а)



б)

Рисунок 3.12. Завантаження твердотілих моделей у систему аналізу

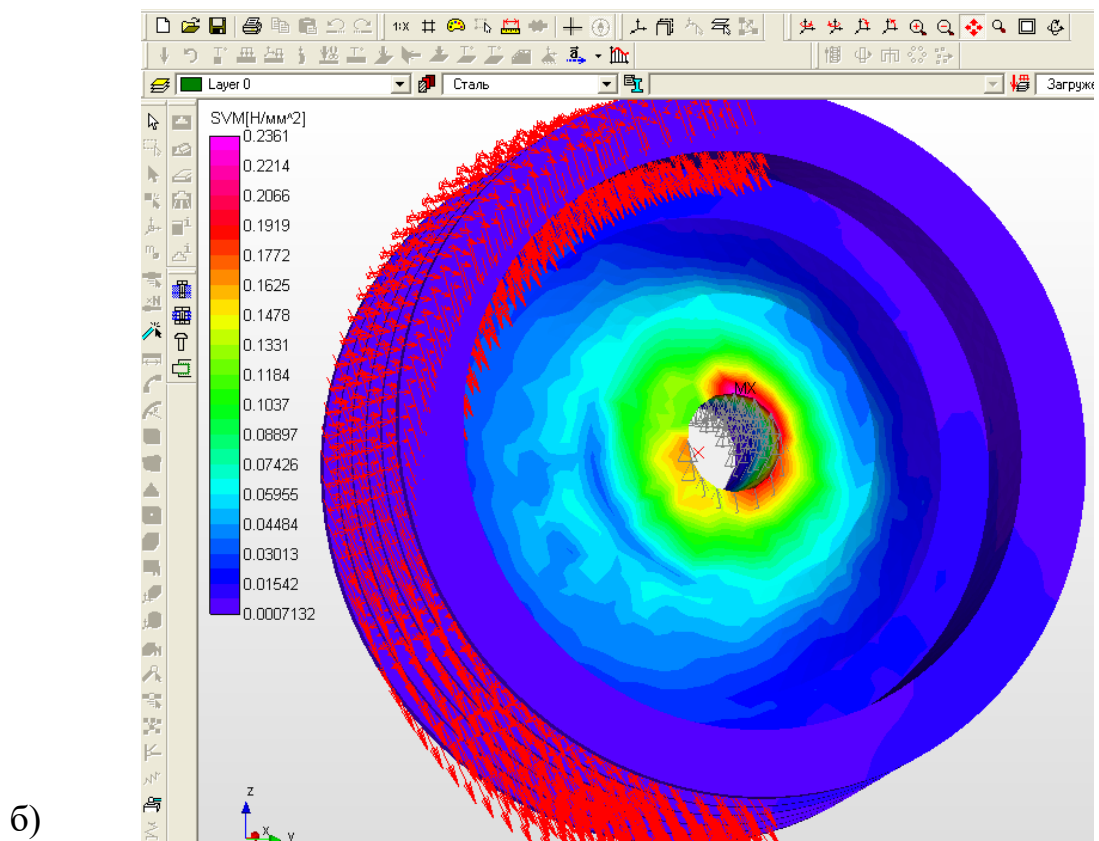
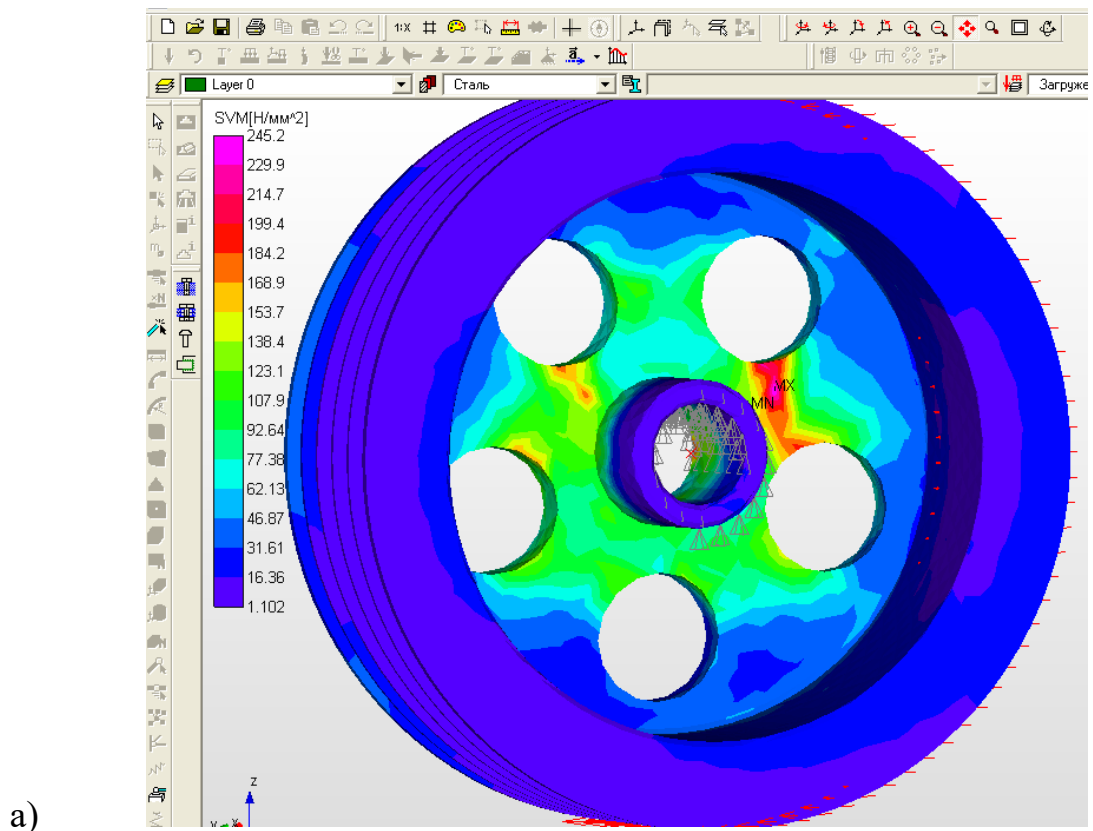


Рисунок 3.13. Карти напруженого стану в елементах шківів при однакових схемах навантаження у системі дослідження НДС

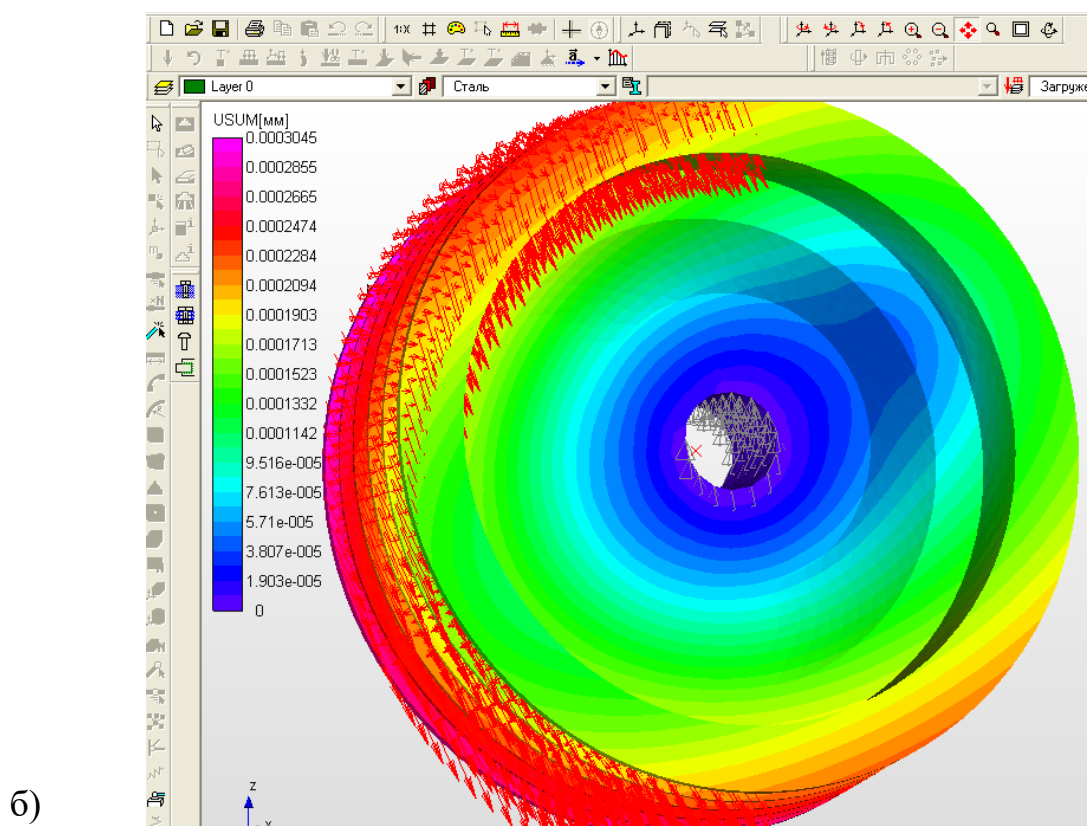
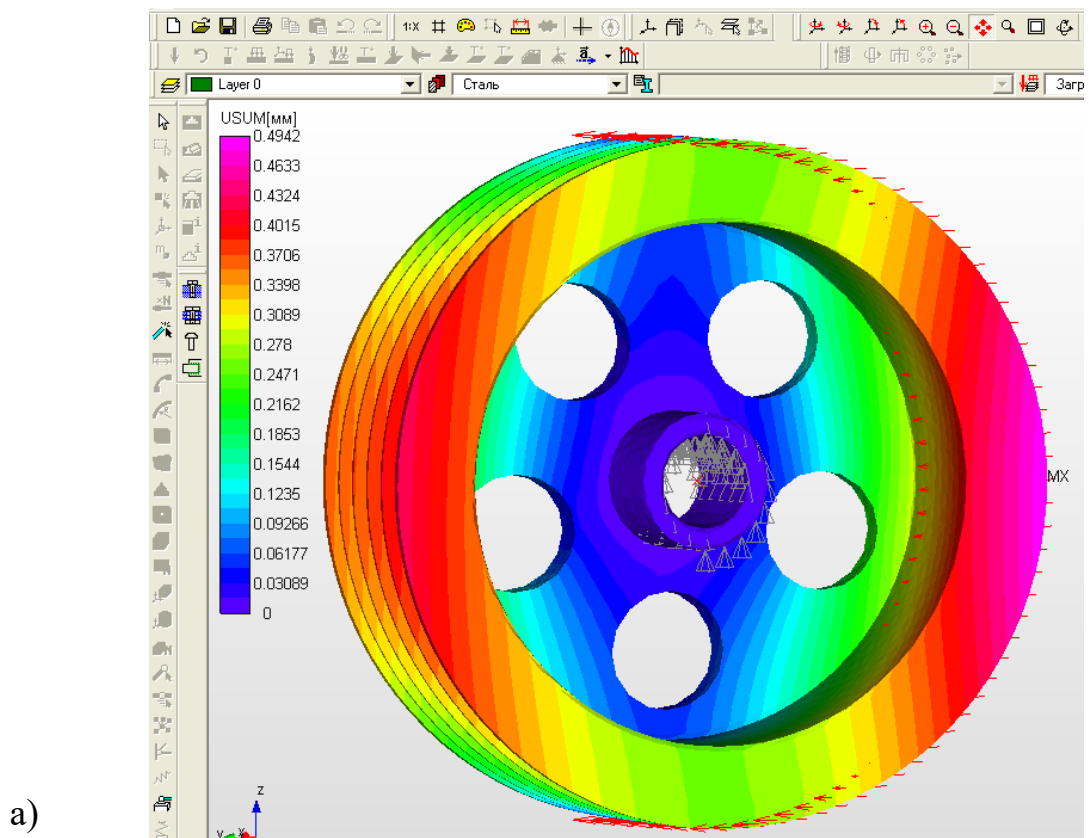


Рисунок 3.14. Карти деформацій в елементах шківів при однакових схемах навантаження у системі дослідження НДС

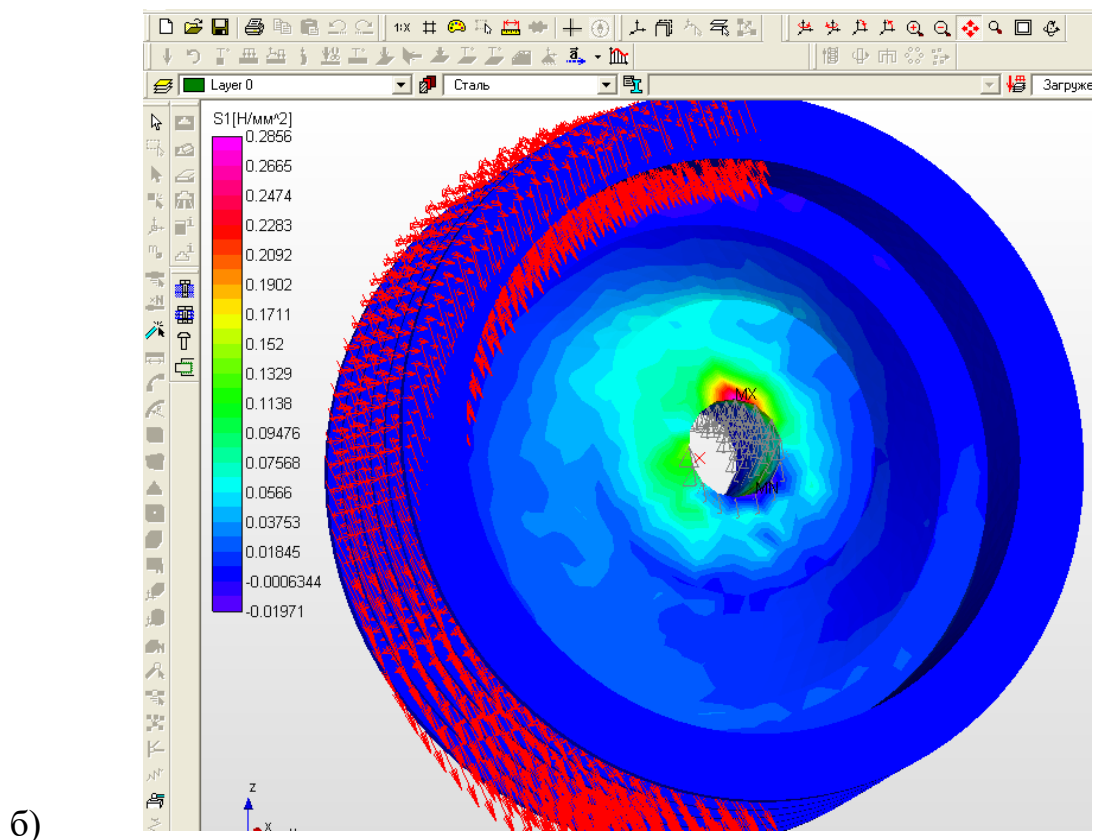
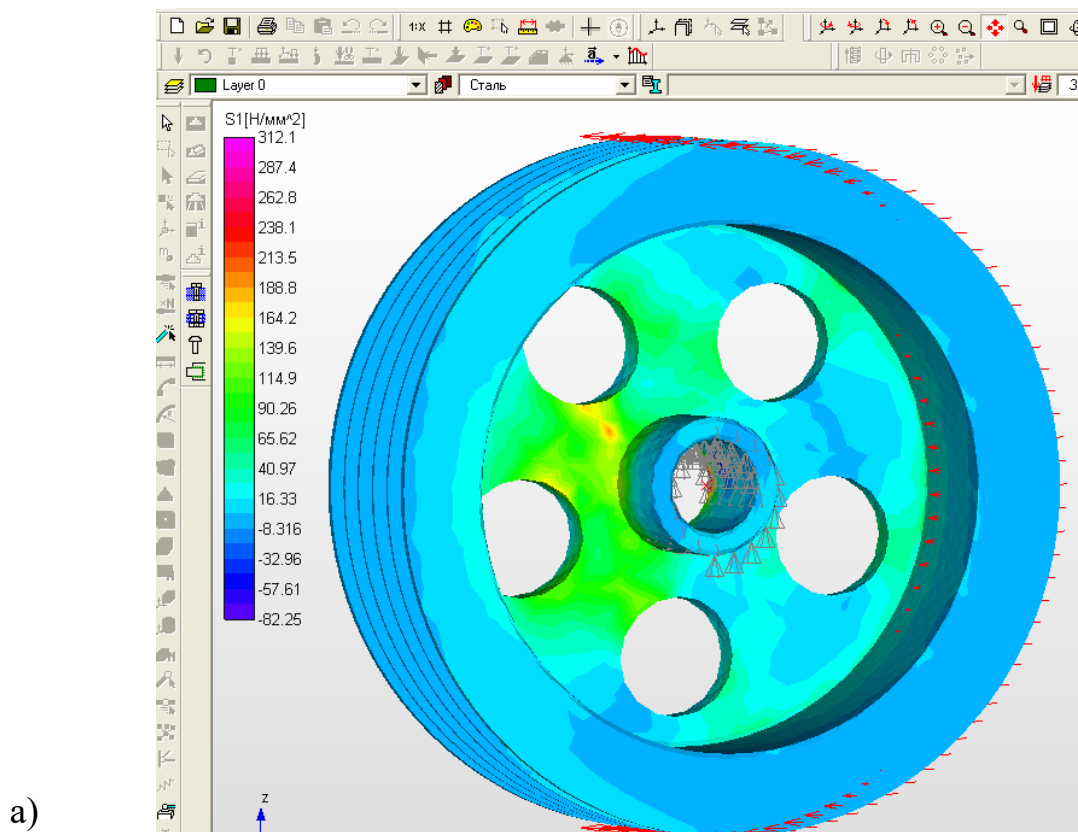


Рисунок 3.15. Карти головних напружень в елементах шківa при однакових схемах навантаження у системі дослідження НДС

Система проектування дослідження НДС може працювати у режимі прямого імпорту моделі із системи проектування [21], або в режимі зчитування інформації з файла у який записано дані про кодовану модель.

Вивчення НДС продемонструвало наступні результати:

- 1- вага шківів із вигнутою спицею складає 18 кг, в той час, як вага шківів з прямою полегшеною спицею 16 кг; матеріал для обох шківів – Сталь 35.
- 2- найбільші сумарні напруження, які були визначені при навантаженні шківів: для шківів із суцільною, але гнутою спицею спостерігаємо в ділянці посадки ступиці шківів на вал, а у шківів з прямою полегшеною спицею - на перемичках спиці;
- 3- сумарні напруження у гранично навантажених елементах конструкцій складають: у шківів із суцільною вигнутою спицею 0.24 МПа, і у шківів з прямою спицею 200 МПа;
- 4- величина параметрів сумарних переміщень у зоні найбільших навантажень складає: у шківів із суцільною вигнутою спицею  $2.8 \cdot 10^{-4}$  мм, і у шківів з прямою спицею 0.47 мм;
- 5- величина напруженого стану у напрямі головних осей складає: у шківів із гнутою спицею 0.21-0.25 МПа, і у шківів з полегшеною спицею 188-230 МПа;
- 6- значення коефіцієнтів запасу міцності:

шківів з вигнутою спицею	– 1750
шківів з прямою спицею	– 3.3
- 7- значення коефіцієнтів запасу по показнику текучості матеріалу:

шківів з вигнутою спицею	– 1000
шківів з прямою спицею	– 10.

### 3.5. Висновки та рекомендації

Проведені дослідження обох конструкцій ведених шківів показали, що за умови використання багатониткової пасової передачі використання шківів із полегшеною спицею є найбільш раціональним.

Оскільки технічні умови на використання пасової передачі визначають мінімальні параметри щодо геометричних розмірів ведучого та веденого шківів, то за критерієм матеріаломісткості використання шківів із полегшеною спицею є найбільш раціональним.

Великі значення коефіцієнтів запасу за критеріями міцності і текучості для шківів із гнутою спицею свідчать про доцільність використання такої конструкції для більш навантажених передач і не є раціональним для конструкції розглядуваного верстата.

### 3.6. Обговорення та аналіз отриманих результатів

Результати проведених досліджень оприлюднені [22] і обговорювались під час проведення XII Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів "АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ" 6-7 Грудня 2023 р.:

Вовкотруб, В. Шанайда. Аналіз особливостей роботи приводу головного руху верстата/А. Вовкотруб, В. Шанайда // Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 6-7 грудня 2023) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2023. – 497. — С. 35–36.



## 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 4.1. ОХОРОНА ПРАЦІ

#### 4.1.1. Інструкція з безпечних прийомів роботи при обслуговуванні верстатів з ЧПК

Обслуговування верстатів з ЧПК включає в себе організаційні та технічні заходи, що забезпечують контроль за станом верстатів і пристроїв ЧПК і підтримують їх вихідні параметри на заданому рівні протягом періоду експлуатації [23, 24]. До них відносять: огляд і контроль стану, чищення, промивання і змазування механізмів станка, додання масла, регулювання механізмів верстата та елементів системи управління, зміну зношених деталей, що вийшли з ладу блоків системи ЧПК, перевірку і наладку гідро-і електроприводів, роботи з усунення несправностей. Технічне обслуговування повинно проводитися відповідно до загальних правил, а також з урахуванням вимог, визначених документацією на верстат.

У загальних правилах містяться вимоги до приміщень, де встановлюють верстати з ЧПК, порядок монтажу верстатів і пристроїв ЧПК. Верстати з ЧПК класу Н (нормальної точності) і верстати класу П (підвищеної точності) встановлюють у закритих опалювальних приміщеннях механічних цехів. Верстати, обробні деталі абразивним інструментом (шліфувальні), або верстати, обробні матеріали, що пилять (наприклад, чавун, деревину), встановлюють в ізольованому приміщенні, в якому забезпечені умови для очищення повітря і видалення абразивною і металевого пилю.

У механічних цехах, де встановлені верстати з ЧПК, необхідно передбачити захист повітря від зовнішніх забруднень. Для пристрою ЧПК необхідно використовувати індивідуальну витяжну вентиляцію.

Температура приміщень для верстатів класів Н і П повинна бути рівна  $20 \pm 5^\circ \text{C}$ . Відносна вологість у приміщеннях з ЧПК повинна бути не більше 80%. Освітленість на робочих поверхнях столів верстатів повинна бути не менше

2000 лк при висвітленні люмінесцентними лампами і 1500 лк при висвітленні лампами розжарювання. Загальне освітлення приміщень, де встановлені верстати з ЧПК має бути 200 лк при люмінесцентному освітленні і 150 лк при лампах розжарювання.

Розміри і планування приміщень повинні забезпечувати вільний доступ до усіх вузлів і пристроїв верстатів з ЧПК під час роботи, можливість розбирання верстатів і пристроїв ЧПК під час ремонту. Ширина проходів та проїздів у цих приміщеннях повинні забезпечувати можливість транспортування складальних одиниць, пристроїв і систем верстатів. Покриття стін приміщень повинно бути матовим і забезпечувати поліпшення видимості оброблюваних металів. Наприклад, при обробці сталі, алюмінію колірний фон стін повинен бути сірий, при обробці міді, латуні, бронзи - блакитний і т. д. Верхні ділянки стін і стеля повинні бути пофарбовані в білий колір, що володіє максимально відображає здатність і тим самим збільшує освітленість.

Для захисту від зовнішніх вібраційних збурень обладнання з ЧПК необхідно монтувати на фундаменті або віброізоляційних опорах. Згідно установчого кресленням укладають на підлозі або в спеціальні канали гідророзводку від насосної станції, труби, броньовані шланги з жгутами електропроводів.

Силові шафи, тиристорні перетворювачі, пристрої й пульти ЧПК пов'язують з верстатом за допомогою відповідних роз'ємів з джгутами згідно монтажною схемою. Перед монтажем гідросистеми необхідно видалити дерев'яні заглушки з труб і штуцерів, очистити їх, а потім прокачати через них олію. Після закінчення монтажу всі гідросистеми заповнюють маслами та іншими рідинами. Відфільтроване масло заливають через батистову серветку. У ємність верстата заливають МОР, заповнюють маслом всі місця групової та індивідуальної змащення відповідно до експлуатаційної документації, після чого перевіряють герметичність трубних з'єднань.

Перед налагодженням систем верстата з ЧПК [25] необхідно оглянути електрообладнання верстата і систему ЧПК, переконатися у відсутності

ушкоджень ізоляції. Перевірити відповідність написів на обох частинах з'єднань штепсельних роз'ємів і проконтролювати їх стикування. Підтягти гвинтові з'єднання на всіх клемах силовий апаратури в шафі верстата, в тиристорних перетворювачах, пультах управління і регулювання та ін. Перевірити надійність пайки на роз'ємах, в міжблокових з'єднаннях ЧПК і блоках тиристорних перетворювачів.

Після виконання цих заходів верстат випробовують на холостому ходу в налагоджувальних режимі. На холостому ходу повинна бути перевірена робота кінематичних ланцюгів верстата. Якщо при цьому не будуть виявлені дефекти, що перешкоджають нормальній роботі, то приступають до налагодження і регулювання окремих блоків і пристроїв верстата з ЧПК відповідно до інструкції на налагодження верстата і пристрій ЧПК.

Після перевірки нормальної роботи всіх пристроїв і механізмів на холостому ходу приступають до випробувань верстата з ЧПК під навантаженням. Тривалість випробування на холостому ходу <2 год, а при випробуванні під навантаженням <30 хв. Після випробування під навантаженням верстат передають в експлуатацію. Через 200 год роботи слід зупинити верстат і, зробивши його огляд і промивання, заповнити маслобак та індивідуальні точки змащення новим маслом. З цього моменту верстат з ЧПК переходить на режим нормальної експлуатації.

Щоб гарантувати високу надійність складним верстатним комплексам з ЧПК, їм надається система забезпечення їх працездатності при експлуатації, що включає діагностичні та ремонтні засоби, комплекти запасних вузлів, агрегатів, елементів і т. д.

З огляду на велику складність і високу вартість верстатів з ЧПК, їх компонувано-конструктивну різноманітність, відсутність необхідного статистичного матеріалу про характер зміни вихідних параметрів, слід вважати основним завданням служби обслуговування організацію постійного спостереження за роботою верстатів з ЧПК, періодичного контролю їх вихідних параметрів і систематизацію неполадок. Ці заходи дозволяють удосконалювати

систему безвідмовності та технічного обслуговування верстатів з ЧПК. Відсутність своєчасного обслуговування та ремонту призводить до великих відхилень вихідних параметрів верстата з ЧПК, що надалі вимагає проведення більш важкого та тривалого ремонту.

Для пристроїв ЧПК та систем управління електроприводом більш доцільна система ремонту по мірі виникнення відмови. Тому для них відсутній поділ на поточні і капітальні ремонти, зникає й саме поняття капітальний ремонт.

## 4.2. БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 4.2.1. Дії населення в надзвичайних ситуаціях (пожежа)

Пожежа – це неконтрольований процес горіння, який спричиняє загибель людей та нищення матеріальних цінностей [26].

Причинами виникнення пожеж є недбала поведінка людей з вогнем, порушення правил пожежної безпеки, природні явища (блискавка, посуха). Відомо, що 90% пожеж виникає з вини людини і тільки 7 – 8% спричинені блискавками.

Під час пожежі остерігайтеся: високої температури, задимленості та загазованості, обвалу конструкцій будинків і споруд, вибухів технологічного обладнання і приладів, падіння обгорілих дерев і провалів. Небезпечно входити в зону задимлення.

Заходи щодо рятування потерпілих з палаючих будинків, та під час гасіння пожежі:

- перед тим, як увійти у приміщення, що горить, накрийтеся мокрою ковдрою, будь - яким одягом чи компактною тканиною;
- двері в задимлене приміщення відчиняйте обережно, щоб уникнути спалахування від великого притоку свіжого повітря;
- в дуже задимленому приміщенні рухайтесь рачки або пригинаючись; для захисту від чадного газу необхідно дихати через зволожену тканину; у першу чергу рятуйте дітей, інвалідів та людей похилого віку;

— пам'ятайте, що маленькі діти від страху часто ховаються під ліжку, в шафу та забиваються у куток;

— виходити із осередку пожежі необхідно в той бік, звідки дме вітер;

— побачивши людину, на якій горить одяг, зваліть її на землю та швидко накиньте пальто, плащ або будь - яку ковдру чи покривало (бажано зволожене) і щільно притисніть до тіла, за необхідності слід викликати медичну допомогу;

— якщо загорівся ваш одяг, падайте на землю і перевертайтеся, щоб збити полум'я, ні в якому разі не біжіть — це ще більше роздмухує вогонь;

— під час гасіння пожежі використовуйте вогнегасники, пожежні гідранти, а також воду, пісок, землю, кошму, ковдри та інші засоби, пристосовані для гасіння вогню;

— бензин, гас, органічні олії та розчинники, що загорілися, гасить тільки за допомогою пристосованих видів вогнегасників, засипайте піском або ґрунтом, а якщо осередок пожежі невеликий, накрийте його азбестовим чи брезентовим покривалом, зволоженою тканиною чи одягом;

— якщо горить електричне обладнання або проводка, вимкніть рубильник, вимикач або електричні, пробки, а потім починайте гасити вогонь.

Пожежа застала вас у приміщенні:

— ви прокинулись від шуму пожежі і запаху диму, не сідайте в ліжку, а скотіться з нього прямо на підлогу;

— повзіть підлогою під хмарою диму до дверей вашого приміщення , але не відчиняйте їх відразу;

— обережно доторкніться до дверей тильним боком долоні, якщо двері не гарячі, то обережно відчиніть їх та швидко виходьте;

— якщо двері гарячі - не відчиняйте їх, дим та полум'я не дозволять вам вийти;

— щільно зачиніть двері, а всі щілини і отвори заткніть будь - якою тканиною, щоб уникнути подальшого проникнення диму, та повертайтеся рачки у глибину приміщення і вживайте заходів для порятунку;

— присядьте, глибоко вдихніть повітря, відчиніть вікно, вигляньте та кричіть: «Допоможіть, пожежа!»;

— ви не в змозі відчинити вікно — розбийте шибку твердим предметом та зверніть на себе увагу людей, які можуть викликати пожежну команду;

— якщо ви вибрались через двері, зачиніть їх і рачки рухайтесь до виходу із приміщення;

— обов'язково зачиніть за собою всі двері;

— під час пожежі заборонено користуватися ліфтами;

— якщо ви перебуваєте у висотному будинку, не біжіть вниз крізь вогонь, а користуйтеся можливістю врятуватися на даху будівлі.

У всіх випадках, якщо ви в змозі, зателефонуйте «101» і викличте пожежну команду.

## Загальні висновки

При виконанні кваліфікаційної роботи проведено огляд експериментальних та теоретичних досліджень, які відносяться до приводу головного руху верстата в цілому, аналізу типів передач, які забезпечують передачу потужності від двигуна в зону механічної обробки та приводів, способів регулювання головним рухом різання. У відповідності до поставлених завдань нами сформульовані наступні висновки:

- здійснено аналіз методик, які широко застосовують при дослідженні напружено-деформованого стану об'єкта техніки;
- визначено напрями та методи вирішення задачі дослідження напружено-деформованого стану шківів і їх модифікацій в тримірній об'ємній постановці;
- проведено аналіз конструктивно-технологічних особливостей об'єкта дослідження, проведено комплекс конструкторсько-технологічних розрахунків для визначення силових параметрів процесу механічної обробки;
- виконано кінематичний аналіз приводу головного руху верстата;
- створено твердотілу модель веденого шківа;
- проведено дослідження геометричних параметрів різних модифікацій профілю веденого шківа методом кінцевих елементів.

Серед основних теоретичних положень та отриманих результатів експериментальних досліджень встановлено що:

- пасові передачі мають багато переваг перед іншими видами механічних передач, але було відзначено і ряд недоліків. Основні недоліки пов'язані із довговічністю, та значними геометричними параметрами такої передачі. Основними функціональними елементами пасових передач є два шківви і власне паси, які передають тягове зусилля від ведучого шківа до веденого. Таким чином, враховуючи необхідність виконання вимог ДСТУ щодо виготовлення і геометричних параметрів пасів, можна зробити висновок, що доцільно вивчити

можливість модифікації геометрії ведучого і веденого шківів пасової передачі для отримання найбільш раціональних параметрів пасової передачі у структурі верстатного обладнання;

- сучасні металорізальні верстати дозволяють виконувати механічну обробку різанням за умов девіації швидкістю обертання шпинделя. Простота програмування управління рухами верстата дає можливість задавати різні математичні закони зміни фактичного значення цієї величини. Експериментально встановлено, що в умовах модуляції швидкістю обертання шпинделя процес різання не істотно впливає на обертальний рух шпинделя, так як переважає дія інерції його механічних частин. Доведено необхідність проводити подальші дослідження впливу різних параметрів девіації та інерційних характеристик елементів приводу головного руху верстата на рівень погашення вібрацій у зоні різання;

- виконані кінематичні розрахунки показали, що у приводі головного руху верстата доцільно використати багатониткову клинопасову передачу. Вдосконалення конструкції та раціоналізація параметрів елементів приводу має більш вагомий вплив на точнісно-кінематичні показники приводу головного руху ніж власне процес різання і силові фактори, які виникають у зоні різання;

- проведені дослідження розроблених конструкцій ведених шківів показали, що за умови використання багатониткової пасової передачі використання шківа із полегшеною спицею є найбільш раціональним. Оскільки технічні умови на використання пасової передачі визначають мінімальні параметри щодо геометричних розмірів ведучого та веденого шківів, то за критерієм матеріаломісткості використання шківа із полегшеною спицею є найбільш раціональним;

- великі значення коефіцієнтів запасу за критеріями міцності і текучості для шківа із гнутою спицею свідчать про доцільність використання такої конструкції для більш навантажених передач і не є раціональним для конструкції розглядуваного верстата.



## Перелік посилань

1. Склярів Р. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Склярів Р., Шанайда В., Савчук М. // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.117-125.

2. Кобельник В. Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118 / В. Р. Кобельник, П. Д. Кривий // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – Вип. 8. – С. 99–108.

3. Крупа В.В. Теорія технічних систем: особливості побудови створення та розвитку: навчальний посібник / Володимир Крупа. – Тернопіль : Осадца Ю.В., 2023. – 308 с.

4. Внуков Ю. Н. Особенности работы привода главного движения токарного станка в режиме постоянного варьирования скоростью вращения шпинделя / Ю. Н. Внуков, М. В. Кучугуров, А. Е. Зубарев // Сучасні технології в машинобуд-ні: зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХП", 2015. – Вип. 10. – С. 3-13.  
Режим доступу: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/20901>

5. Inamura T., Sata T. Stability analysis of cutting under varying spindle speed / Ann. C.I.R.P., 1974, Volume 23, pp. 80-85.

6. Sexton J.S., Milne R.D. and etc. A stability analysis of single-point machining with varying spindle speed / Applied Mathematical Modeling, September 1977, Volume 1, Issue 6, pp.310-318.

7. Jemielniak K., Widota A. Suppression of self-excited vibration by the spindle speed variation method / International Journal of Machine Tool Design and Research, January 1984, Volume 24 (3), pp.207-214.

8. Alberteli P., Musletti S. and etc. Spindle speed variation in turning: technological effectiveness and applicability to real industrial cases / International

Journal of Advanced Manufacturing Technology, September 2012, Volume 62, Issue 1-4, pp. 59-67.

9. Eman A., Jun N. and etc. Programming spindle speed variation for machining tool chatter suppression / Interational Journal of Machine Tools and Manufacture, September 2003, Volume 43, Issue 12, pp. 1229-1240.

10. Andreas O., Günter R. Application of spindle speed variation for chatter suppression in turning / CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 2013, Volume 6, Issue 2, pp. 102-109.

11. Alpay Y., Emad A. and etc. Machine Tool Chatter Suppression by multi-level random spindle speed variation / Journal of Manufacturing Science and Engineering, April 2002, Volume 124(2), pp. 208-216.

12. Азарсков, В.Н., Блохин, Л.Н., Житецкий, Л.С. Методология конструирования оптимальных систем стохастической стабилизации: монографія. Київ: Книжное изд-во НАУ, 2006. 400 с.

13. Паливода Ю.Є та ін. Технологія оброблення корпусних деталей: навчальний посібник для студентів напрямку підготовки 6.050502 "Інженерна механіка" з професійною орієнтацією на спеціальність 7.05050201 та 8.05050201 "Технологія машинобудування"/Укладачі: Ю.Є. Паливода, І.Г. Ткаченко, Ю.Б. Капаціла, І.Б. Гевко. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2016. – 156 с.

Режим доступу: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/26024>

14. Склярів Р. А. Розробка критеріальних оцінок для аналізу компоновок верстатів з паралельною кінематикою / Р. А. Склярів, В. В. Шанайда // Матеріали ХІХ наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя, 18-19 травня 2016 року — Т. : ТНТУ, 2016 — С. 74.

Режим доступу: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/17396>

15. Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки: навчальний

посібник. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. 240 с

16. Основы кинематического расчета металлорежущих станков. Методические рекомендации по курсовому и дипломному поректированию металлорежущих станков/ Дубиняк С.А., Нагорняк С.Г., Дубецкий И.Д. Тернополь, 1980. – 84 с.

17. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в инженерных расчетах/ Шанайда В.В. – Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2001. – 163 с.

18. Скляр Р., Шанайда В. Використання багатофункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. Збірник тез доповідей XVI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 2012, С. 69.

19. Vitenko T. Features of creating a solid models and assembly operations at CAD-systems / Vitenko T., Shanaida V., Droździel P., Madlenak R. // 9th International Conference on Education and New Learning Technologies, Barcelona (Spain), 3rd-5th of July, 2017: IATED Academy, 2017. – P. 7464-7469. - Режимдоступу: <https://library.iated.org/view/VITENKO2017FEA>

20. Герасимчук Г. А. Розробка математичної моделі та дослідження складних профільних з'єднань у спеціальних пакетах комп'ютерного моделювання / Г. А. Герасимчук, Р. А. Скляр, В. В. Шанайда // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, - 2013. Випуск №42. – С.75-80.

21. Братусь В. Проектування та дослідження конструкції веденого шків приводу головного руху / Матеріали VI Міжнародної студентської науково - технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 27-28 квітня 2023 р.), 2023. – С. 217-218.

22. Вовкотруб А.В. Аналіз особливостей роботи приводу головного руху верстата / Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 6-7 Грудня 2023 р.), 2023.- 35-36 с.

23. Изгородін В.А. Охорона праці на підприємстві. Практичний посібник з розробки та ведення документації. Изгородін В.А.+CD диск. Видання 3-е перероблене і доповнене. В-во ФОРТ, 2019. – 457 с.

24. Вимоги безпеки при експлуатації верстатів з ЧПУ. Електронний ресурс: <http://um.co.ua/3/3-7/3-7425.html> (оновлено 07.11.2023 р.)

25. Севостьянов І. В. Експлуатація та обслуговування машин. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2006. – 127 с.

26. Губський А.І. Цивільна оборона./ Губський А.І. -К.: Міністерство освіти, 1995. - 216 с.