МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНІЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені **ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

Факультет інженерії

Кафедра машинобудування та прикладної механіки

До захисту допущено
Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Соколов В.І.
_____
« ___ » _____ 2021 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до бакалаврської роботи для освітньо-кваліфікаційного рівня: «бакалавр»

з напрямку підготовки (спеціальності): 133 – Галузеве машинобудування

*На тему: «*МОДЕЛЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТУ 6М82 В СЕРЕДОВИЩІ APM WINMACHINE

Студент групи ГМ-17да _____ Череватий В.Є.
Керівник роботи _____ к.т.н., доц. Кроль О.С.

Попередній захист та нормоконтроль « ___ » _____ 2021 р.		
1		
2		
3		
4		

Сєвєродонецьк – 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Факультет інженерії

Кафедра машинобудування та прикладної механіки

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Напрям підготовки 133 – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Соколов В.І.
_____
« _____ » _____2021 року

ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Череватий Валерій Євгенови

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **«Моделювання деталей приводу головного руху фрезерного верстату моделі 6М82 в середовищі АРМ WinMachine**

керівник роботи К.т.н., доц. Кроль О.С.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 2021 року ____

2. Строк подання студентом роботи

3. Вихідні дані роботи $Z = 16;\ n_{\max} = 2000 мин^{-1}; \varphi = 1.26; N_{э.д.} = 5.5 кВт; n_{э.д.} = 1450 мин^{-1}.$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
Реферат. Вступ. Аналітичний огляд фрезерних верстатів. Аналіз конструкції базової моделі. Кінематичний розрахунок приводу головного руху. Дослідження схем компонуванняДослідження валів приводу головного руху у середовищі АРМ Shaft..

Висновки. Перелік використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Загальний вид. 2. Кінематична схема. 3. Коробка швидкостей. 4. Робоче креслення деталі «Вал».

6. Консультанти розділів

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «___» _____ 2021 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Згідно з календарним планом – графіком, затвердженим кафедрою машинобудування та прикладної механіки, що до виконання бакалаврських робіт		

Студент _____ Череватий В.Є.

(підпис) *(прізвище та ініціали)*

Керівник проекту _____ Кроль О.С.

(підпис) *(прізвище та ініціали)*

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до бакалаврської роботи на тему: «МОДЕЛЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТУ МОДЕЛІ 6М82 В СЕРЕДОВИЩІ АРМ WINMACHINE»
містить: стор. 58, рис. 21, табл. 4, джерел. 25

ГОРИЗОНТАЛЬНИЙ КОНСОЛЬНО-ФРЕЗЕРНИЙ ВЕРСТАТ, ТРИОПОРНИЙ ШПИНДЕЛЬ, ПОПЕРЕЧНЕ КОМПОНУВАННЯ, ПАРАМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ, ЖОРСТКІСТЬ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ШПИНДЕЛЬ - ОПОРИ, МЕТОД ПОЧАТКОВИХ ПАРАМЕТРІВ, КІНЦЕВО-ЕЛЕМЕНТНА СІТКА, САПР «АРМ WINMACHINE»

Об'єктом дослідження в даній роботі є конструкція горизонтального консольно-фрезерного верстата (ГКФ-верстат). Цей верстат призначений для формоутворення деталей з використанням таких технологічних операцій, як фрезерування циліндричними, дисковими, фасонними, кутовими, торцевими, кінцевими й іншими фрезами.

Ціль роботи – удосконалювання конструкції ГКФ - верстатів на основі проведення комплексного дослідження й моделювання їх конструктивних і технологічних властивостей у середовищі сучасних САПР

Методи дослідження включають метод початкових параметрів, параметричного моделювання, метод кінцевих елементів.

Отримані результати й новизна –проведені комплексний аналіз і моделювання конструкції вала в модулях АРМ Shaft і АРМ Studio і дана оцінка впливу пружних властивостей опор на вихідні характеристики вала; розроблена конструктивна й розрахункова схема триопорного шпинделя й показаний вплив кутової піддатливості опор на величину жорсткості; виконаний комплексний розрахунок підшипникових опор, змонтованих на «неідеальних підшипниках» (з урахуванням погрішностей поверхонь контакту тіл кочення й доріжок

Область застосування – у проектних підрозділах організацій верстатобудівної галузі при проектуванні нового й модернізації існуючого встаткування; у навчальному процесі технічних ВНЗ.

Впровадження - у навчальному процесі по дисциплінах проектування й моделювання верстатних і інструментальних систем

ЗМІСТ

СТР.

Вступ 5

1. Аналітичний огляд робіт в області проектування й дослідження фрезерних верстатів 7

2. Аналіз конструкції базової моделі 11

2.1. Призначення й область застосування 11

2.2. Розрахунок технічних характеристик горизонтального консольно-фрезерного верстата 14

2.3. Різновиду компонувань верстатів 17

3. Кінематичний розрахунок привода головного руху 22

3.1. Побудова структурної сітки 22

3.2. Побудови графіка частот обертання шпинделя 25

3.3. Визначення чисел зубів зубчастих передач 27

4. Дослідження схем компонування горизонтального консольно-фрезерного верстата 31

4.1. Поздовжнє компонування коробки швидкостей..... 32

4.2. Поперечне компонування верстата 33

4.3. Параметричне моделювання поперечних компонувань 35

5. Дослідження конструкцій валів привода головного руху у середовищі АРМ Shaft 39

5.1. Розрахунок на міцність вихідного валу коробки швидкостей горизонтального консольно-фрезерного (ГКФ) верстата 39

5.2. Проектування вихідного вала ГКФ - верстата у модулі «АРМ Shaft» 45

5.3. Параметричне моделювання валів 50

Висновок 53

Література 54

ВСТУП

Темпи розвитку машинобудування, кількісний і якісний состав верстатного парку, багато в чому визначає потенціал будь-якої країни й характеризує рівень розвитку її машинобудування.

Верстати займають особливе місце серед машин і знарядь, таких як текстильної, транспортні, машини легкої промисловості й ін., тому що вони є встаткуванням для виготовлення деталей машин, тобто для виробництва засобів виробництва. Тому верстатобудування часто називають серцем машинобудування.

Перед верстатобудуванням поставлені завдання різкого підвищення технологічного рівня автоматизованих верстатів, що випускаються, і верстатних систем, забезпечення значного підвищення продуктивності праці в машинобудуванні, достатній гнучкості автоматизованого встаткування в переналагодженні й високій його економічній ефективності.

Конструкції створюваних верстатів повинні бути перспективними, тобто відповідати вимогам завтрашнього дня. При розробці нового верстата необхідно закласти в проект певний запас досконалості й новизни рішень його основних елементів у порівнянні із уже відомими.

Більшу частку в загальному верстатному парку, займають фрезерні верстати, вони виконують широке коло операцій: обробляють зовнішні й внутрішні фасонні поверхні, прорізають прямі й гвинтові канавки, фрезерують зуби зубчастих коліс і т.д., тому велика увага потрібно приділити вдосконаленню верстатів цього типу.

Розрізняють дві основні групи фрезерних верстатів:

- універсальні (горизонтально-фрезерні, вертикально-фрезерні, повздошно-фрезерні)
- спеціалізовані (шпонково-фрезерні, шліцефрезерні, корпусно-фрезерні й інші.).

Залежно від призначення фрезерні верстати підрозділяються на наступні основні види: прості фрезерні верстати, призначені для виконання обмеженого

кола операцій і виготовлені у вигляді одношпиндельних вертикальних і горизонтальних верстатів; універсальні фрезерні верстати, які можуть здійснювати багато видів обробок, включаючи фрезерування гвинтових канавок і гвинтових зубчастих коліс. Ці верстати оформляються частіше в горизонтальному виконанні з одним шпинделем. Спеціалізовані фрезерні верстати призначені для виконання вузького кола операцій, але можуть переналагоджуватися на іншу аналогічну деталь. Спеціальні фрезерні верстати призначені для виконання тільки певних операцій і не можуть переналагоджуватися.

Фрезерні верстати призначені для різних операцій, пов'язаних з обробкою металів різанням: обробки площин, фасонних поверхонь, гвинтових поверхонь, нарізування зубчастих коліс, а також фрезерування гвинтових канавок. Деталі на цих верстатах обробляються циліндричними, фасонними, кутовими, дисковими й торцевими фрезами.

Останнім часом вимоги до точності й надійності проектованих металорізальних верстатів постійно підвищуються. Підвищення вимог до якості верстатів у зв'язку із загальним підвищенням точності в машинобудуванні , виготовленням деталей з важкооброблюваних матеріалів, раціональним використанням високоефективного різального інструменту, змушує шукати шляхи вдосконалювання формотворних вузлів, що визначають в основному продуктивність і точність обробки.

1.АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД РОБІТ В ОБЛАСТІ ПРОЕКТУВАННЯ Й ДОСЛІДЖЕННЯ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ

Освоєння серійного випуску металорізальних верстатів (МС) підвищеного технічного рівня й надійності при найменших витратах на проектування й виготовлення дозволяє модульний принцип, завдяки якому можна створити технологічно необхідні виконання верстатів з різним рівнем автоматизації й наступною планомірною заміною верстатів, що випускаються нині, новими. Впровадження модульного принципу є основою для подальшого розвитку технологічних можливостей фрезерних верстатів з метою задоволення конкретних вимог споживача [1].

Істота конструкторської концепції модульного принципу зводиться до наступного. Розробка сучасної машини завжди пов'язана з ризиком, що вона не піде в серійне виробництво. При цьому ускладнення конструкції машини підвищує ступінь ризику. Поряд з багатьма організаційними причинами, серйозним обмеженням запуску верстата в серію є той факт, що після його виготовлення виявляється, що загальний задум, рішення окремих вузлів і базових деталей за час розробки й виготовлення (4-5 років) не відповідають сучасному рівню й містять властиві нової конструкції помилки. Інакше кажучи, машина по обробці конструкції відповідає досвідченому зразку, а по досконалості технологічних можливостей - учорашньому дню техніки. Із цього треба вивід про необхідність поділу МС на конструктивно й функціонально незалежні модулі з метою підвищення ймовірності виходу в серію всієї машини.

Значне число робіт присвячене модульному підходу до проектування МС [2, 3, 4].

У машинобудуванні розрізняють модулі технологічні й конструкційні. Технологічний модуль - це "технологічна структурна одиниця компонування" або найменший состав блоків компонування верстата, необхідних для виконання операцій "формоутворення". Конструкційний модуль є одиницею уніфікації

верстата [4]. Під конструкційним модулем розуміють функціонально й конструктивно незалежну одиницю, яку можна використовувати індивідуально й у різних комбінаціях з іншими модулями.

При дослідженні й проектуванні горизонтальних консольно - фрезерних верстатів виділяються ряд модулів (рис.1.1), які є уніфікованими для цілої групи верстатів.

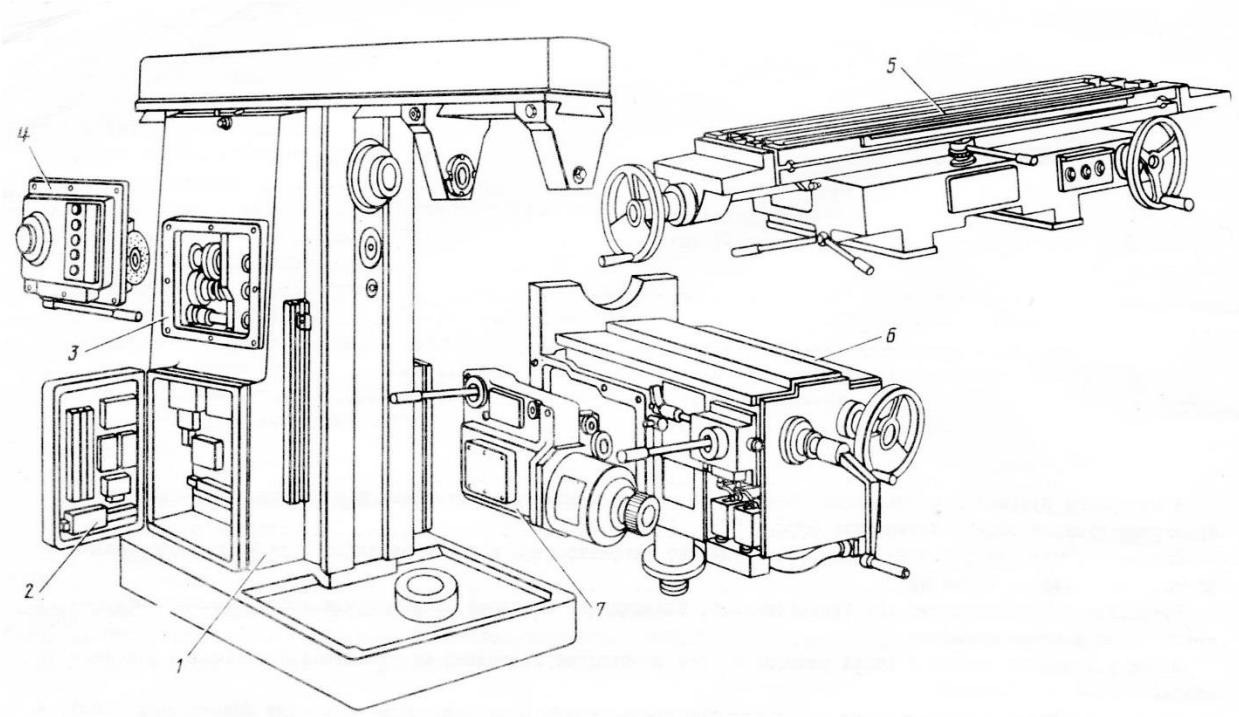


Рис.1.1. Основні конструкційні модулі горизонтального консольно - фрезерного верстата

До основних модулів ставляться:

- станина;
- коробка швидкостей;
- стіл;
- полозки;
- консоль;
- коробка подач.

У ряді випадків при структурному аналізі гнучких виробничих систем (ГПС) термін "технологічний модуль" розуміється більш широко - як структурний елемент автоматичної лінії, що може включати верстат, завантажувально-розвантажувальний пристрій, контрольно-вимірювальні прилади й т.д.

Багато закордонних верстатобудівних фірм використовують модульний принцип при створенні великого різноманіття компонувань МС. При цьому модульна система складається із двох взаємозалежних частин [2]. Основна частина цієї системи ставиться до матеріального забезпечення верстата, що включає певну номенклатуру несучих, виконавчих, приводних, керуючих і інших модулів. Іншою важливою частиною є логічне забезпечення, що представляє сукупність правил, згідно яким виробляється визначення компонувань МС, їхніх технічних характеристик, а також набору модулів для побудови верстатів з даними характеристиками. Таким чином, модульна система МС - сукупність уніфікованих вузлів для побудови верстатів і логічного забезпечення, що здійснює зв'язок між вхідними (параметри оброблюваних заготівель і умови виробництва) і вихідними (параметри верстатів) характеристиками.

Істотними ознаками, по яких класифікують модульні системи МС, є характеристиками уніфікованих вузлів (по составі, розмірам, точності), тому що саме цими характеристиками визначаються технологічні можливості системи. Якісна сторона модульної системи оцінюється рівнем технологічної пристосовності системи до виробничих завдань. За цією ознакою модульні системи розділені на чотири рівні.

Модульні системи першого рівня дозволяють створювати верстати для обробки геометрично подібних заготівель різних розмірів. В основу побудови верстатів прийнятий блоковий принцип; до складу кожного блоку входить одночасно кілька модулів.

Системи другого рівня дозволяють створювати встаткування для комплексної обробки деталей одного типу, що різняться не тільки розмірами, але й числом оброблюваних поверхонь і їхнім відносним розташуванням. Так, фірма "Керней Трекер" (США) випускає серію верстатів Моду-Ліні зі ЧПУ, у якій за базові моделі обрані два компонування верстатів. З комплекту модулів цієї серії, що включає рухливі стійки зі змінним переміщенням по осі B и столи рухливі по осі X чотирьох виконань, можна скомпонувати 41 варіант верстатів. МС оснащують пристроями АСІ з місткістю інструментальних магазинів на 29, 39, 49 або 59 інструментів. Ці ж МС можуть бути оснащені також пристроями АСЗ. Передбачено виконання МС для обробки великих і довгих заготівель.

Автоматизоване проектування верстатів повинне бути безперервним від початку розробки концепції до закінчення деталювання й оформлення конструкторської документації. Тільки тоді автоматизація конструкторських робіт по-справжньому ефективна.

Принципи й особливості автоматизованого проектування верстатів, їхніх систем і вузлів засновані на застосуванні принципів і методів проектування складних систем. Складну систему визначають сукупності елементів системи й зв'язків між елементами, що утворять ціль функціонування. Верстат як усяка складна система, характеризуєте більшим числом елементів і зв'язків. Основні принципи проектування верстатів: ієрархічність і декомпозиція при описі об'єкта проектування; іттераційність по етапах, рівням проектування й рівням ієрархії об'єктів проектування; типізація й уніфікація проектних рішень і засобів проектування.

У даній бакалаврській роботі завданням дослідження є:

«Досліджування конструкції фрезерного верстата моделі 6М82 і на цій основі побудувати комплекс моделей і алгоритмів проектування формотворних вузлів верстата»

2. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОЇ МОДЕЛІ

2.1.Призначення й область застосування

Як базова модель розглянемо горизонтальний консольно-фрезерний верстат 6М82 другого типорозміру, що призначений для фрезерування всіляких деталей циліндричними, дисковими, кутовими, фасонними, торцевими й кінцевими фрезами.

На верстаті можна обробляти вертикальні й горизонтальні площини, пази, кути, рамки, зубчасті колеса. На універсальних верстатах, що мають поворотний стіл, можна фрезерувати всілякі спіралі (для цього верстат оснащують поворотним столом, з вертикальною віссю обертання).

Технологічні можливості верстата можуть бути розширені із застосуванням ділильної головки, поворотного круглого стола, накладній універсальної головки й інших пристосувань. Верстат призначений для виконання різних фрезерних робіт в умовах індивідуального й серійного виробництва. Основні параметри базової моделі представлені в табл. 2.1

Таблиця 2.1

Основні дані верстата базової моделі

Параметр	Значення
1	2
Довга, ширина, висота, мм	2260х1745х1660
Вага верстата, кг	2800
Найменша й найбільша відстань від осі шпинделя до стола, мм	30-400*
Найбільша відстань від вертикальних напрямних до підтримуючої стійки, мм	775
Відстань від осі шпинделя до хобота, мм	155

1	2
Найбільша відстань від задньої крайки стола до торця шпинделя, мм	250
Найбільша відстань від задньої крайки стола до вертикальних напрямних, мм	300
Довга, ширина стола, мм	1250x320
Найбільше переміщення стола	
поздовжнє від руки, мм	700
механічне, мм	700
поперечне від руки, мм	260
механічне, мм	240
вертикальне від руки, мм	380
механічне, мм/хв	380
Число Т-Образних пазів	3
Привод	
електродвигуни	
головного руху	
частота обертання, про/хв	1440
потужність, кВт	7
подач	
частота обертання, про/хв	1420
потужність, кВт	1,7
муфти фрикційні	
тип	дискові фрикційні в коробці подач

Привод головного руху базової моделі здійснюється від фланцевого електродвигуна через пружну сполучну муфту (рис.2.1). Частота обертання шпинделя змінюється шляхом пересування трьох зубчастих блоків по шліцьовим

валах. Коробка швидкостей дозволяє реалізувати на шпинделі 18 різних швидкостей.

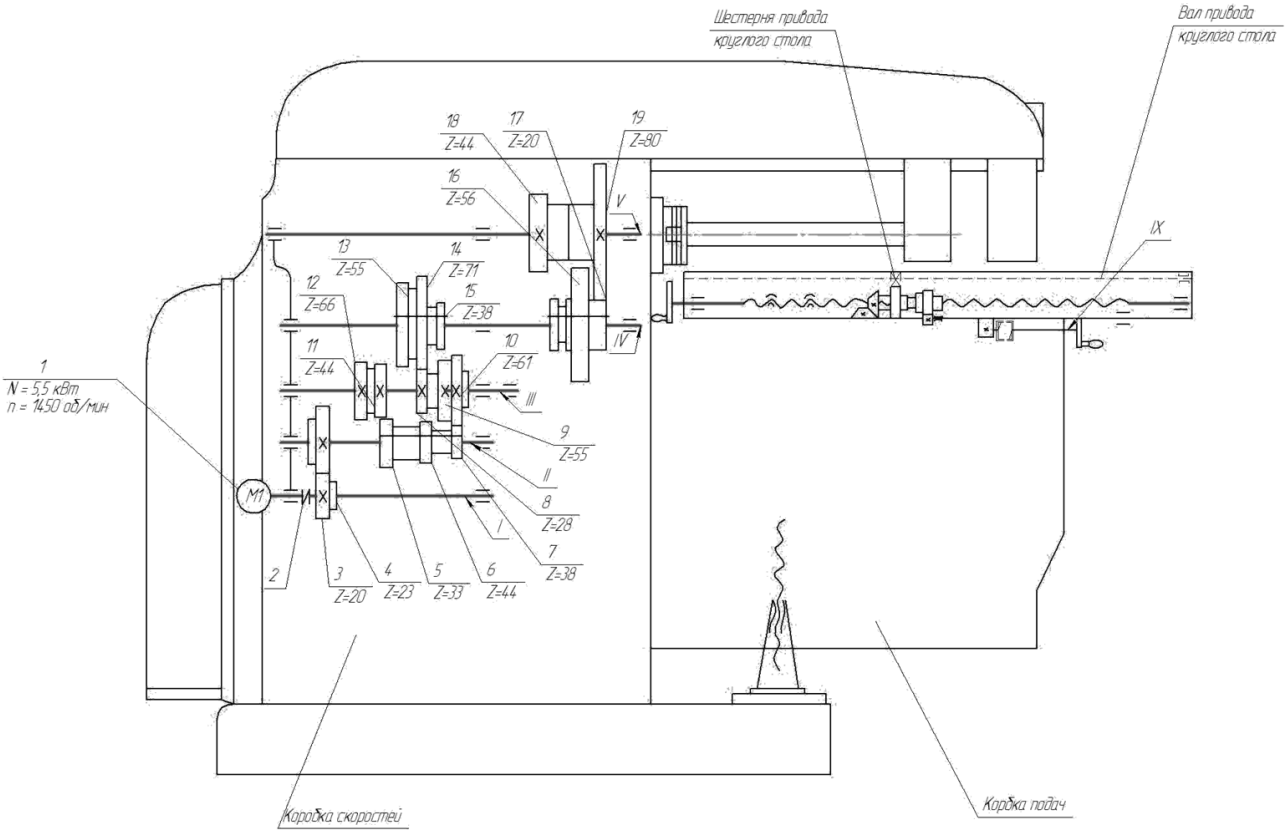


Рис.2.1. Кінематика привода головного руху

Коробка швидкостей змонтована безпосередньо в корпусі станини. З'єднання коробки з валом електродвигуна здійснюється пружною муфтою, що допускає невісність в установці двигуна до 500...700 мкм. Шпиндель верстата являє собою триопорний вал, геометрична точність якого визначається в основному підшипниками в опорах, особливо передньої. Підшипник задньої опори підтримує хвостовик шпинделя й не робить помітного впливу на точність. Регулювання осьового люфту в середній опорі (здвоєна опора на двох радіально-упорних підшипниках, установлених по Х-образній схемі) здійснюється підшлифовкою проставочних кілець. Підвищений люфт у передньому підшипнику усувають підшлифовкою півкілець і підтягуванням гайки.

2.2. Розрахунок технічних характеристик горизонтального консольно-фрезерного верстата

Приймемо як новий набір вихідних даних: число щаблів регулювання Z; максимальна частота обертання шпинделя n_{max}; знаменник геометричної прогресії φ; потужність привода головного руху $N_{э.д.}$; частота обертання електродвигуна $n_{э.буд.}$. У першому наближенні виберемо чисельні значення вихідних даних:

$$Z = 16;$$
$$n_{max} = 2000 мин^{-1};$$
$$\varphi = 1.26;$$
$$N_{э.д.} = 5.5 кВт;$$
$$n_{э.д.} = 1450 мин^{-1}.$$

Розрахунок технологічних параметрів досліджуваного верстата здійснимо в наступній послідовності.

1. Вибір граничних діаметрів інструмента. Максимальний і мінімальний діаметри фрези (рис.2.3) визначаються залежно від ширини стола верстата:

$$D_{фр.max} = (0.4 - 0.5) Bc;$$
$$D_{фр.min} = (0.1 - 0.2) Bc.$$

де Bc - ширина стола верстата ($Bc = 320 мм$)

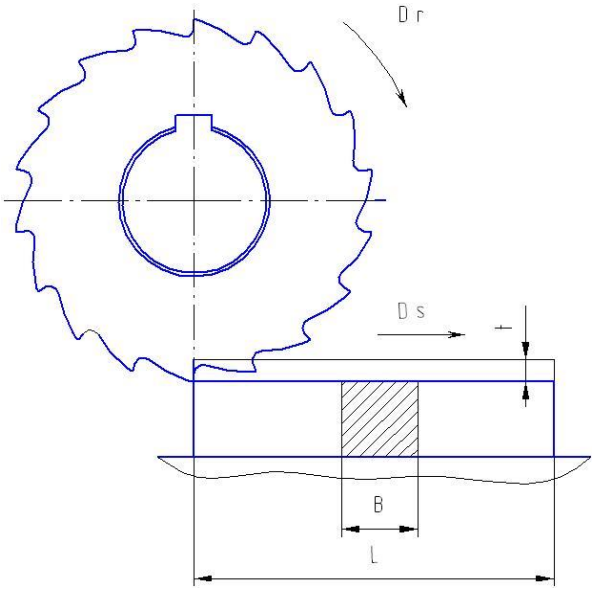


Рис.2.2. Схема фрезерування циліндричною фрезою

Граничні габарити циліндричних фрез приймають значення

$$D_{фр.max} = 128 \div 160 мм;$$

$$D_{фр.min} = 32 \div 64 мм.$$

По таблиці [6] уточнюємо діаметри фрези циліндричної оснащеної гвинтовими пластинками із твердого сплаву.

$$D_{фр.max} = 125 мм;$$

$$D_{фр.min} = 62 мм.$$

2. Уточнення найбільшої й найменшої ширини фрезерування

$$B_{max} = (0.75 \div 1.0) \cdot D_{фр.max} = (0.75 \div 1.0) \cdot 125 = 94 \div 125 мм;$$

$$B_{min} = (0.75 \div 1.0) \cdot D_{фр.min} = (0.75 \div 1.0) \cdot 62 = 46.5 \div 62 мм.$$

3. Вибір найбільшої й найменшої глибини фрезерування [7]

$$t_{max} = 8 \div 12 мм;$$

$$t_{min} = 0.5 \div 2.0 мм.$$

4. Розрахунок швидкості різання

$$V_{max} = \frac{\pi \cdot n_{max} \cdot D_{фр.min}}{1000} = \frac{\pi \cdot 2000 \cdot 62}{1000} = 390 м/мин;$$

$$V_{min} = \frac{\pi \cdot n_{min} \cdot D_{фр.max}}{1000} = \frac{\pi \cdot 63 \cdot 125}{1000} = 25 м/мин.$$

5. Розрахунок максимальної потужності двигуна

$$N_{э.д.\max} = \frac{N_{эф.\max}}{K \cdot \eta},$$

де $K = 1,2 \div 1,3$ - коефіцієнт, що враховує короткочасне перевантаження двигуна;

$\eta = 0,75 \div 0,8$ - КПД привода фрезерного верстата.

Вибираємо асинхронний електродвигун загального застосування з короткозамкненим ротором типу А в захищеному виконанні, що характеризується наступними основними параметрами:

- номінальна потужність на валу електродвигуна $N_{э.д.}$ = 5,5 кВт;

Швидкість обертання $n_{э.д.}$ = 1450 хв$^{-1}$

Звідси визначимо максимальну ефективну потужність різання:

$$N_{эф.max} = N_{э.д.max} \cdot K \cdot \eta = 5,5 \cdot 1,3 \cdot 0,75 = 5,36 кВт..$$

$$N_{эф.\max} = \frac{P_{z\max} \cdot V_{\min}}{60 \cdot 1020}.$$

Звідси визначимо максимальну силу різання:

$$P_{z\max} = \frac{N_{эф.\max} \cdot 60 \cdot 1020}{V_{\min}} = \frac{5.36 \cdot 60 \cdot 1020}{25} = 13121 Н.$$

Систематизуємо результати розрахунку технологічних параметрів:

1. Операція - фрезерування циліндричне.
2. Матеріал заготівлі - сталь.
3. Матеріал інструмента - Т5ДО10.
4. Розмір обробки поверхні - $46,5 \div 125 мм$.
5. Розмір інструмента - $62 \div 125 мм$.

6. Глибина різання - $0.5 \div 12 мм$.
7. Швидкість різання - $25 \div 390 м/мин$.
8. Зусилля різання – $13121 H$.
9. Частота обертання - $63 \div 2000 мин^{-1}$.
10. Потужність різання - $5.36 кВт$.

6. Розрахунок тягової сили для здійснення подачі стола при фрезеровании

2.3. Різновиду компонувань верстатів

Компонування верстата — це система розташування вузлів і напрямних верстата, що характеризується структурою, пропорціями й властивостями [4].

Розрізняють кілька різновидів компонувань. Технологічна схема побудови верстата, у якій відповідно до технологічного завдання визначають состав робочих і настановних рухів, число необхідних шпинделів, схему обробки, число різних по призначенню позицій і розміри, називається *технологічним* компонуванням.

Компонування, що розкриває состав і порядок сполучення координатних рухів у верстаті, називають *координатною.* Для досліджуваного горизонтального консольно-фрезерного верстата координатне компонування представлене на рис. 2.3.

Компонування, що визначає тип верстата по різновидах базових вузлів і інших ознак, називається *базової.*

Компонування, що уточнює конструктивне виконання й деякі інші особливості верстата, називається *конструкційної.*

Обробка заготівель на металорізальних верстатах заснована на відносному переміщенні заготівлі й різального інструменту. Будь-яка траєкторія руху може бути складена із шести елементарних рухів - трьох поступальних уздовж ортогональних осей координат і трьох обертальних щодо тих же осей.

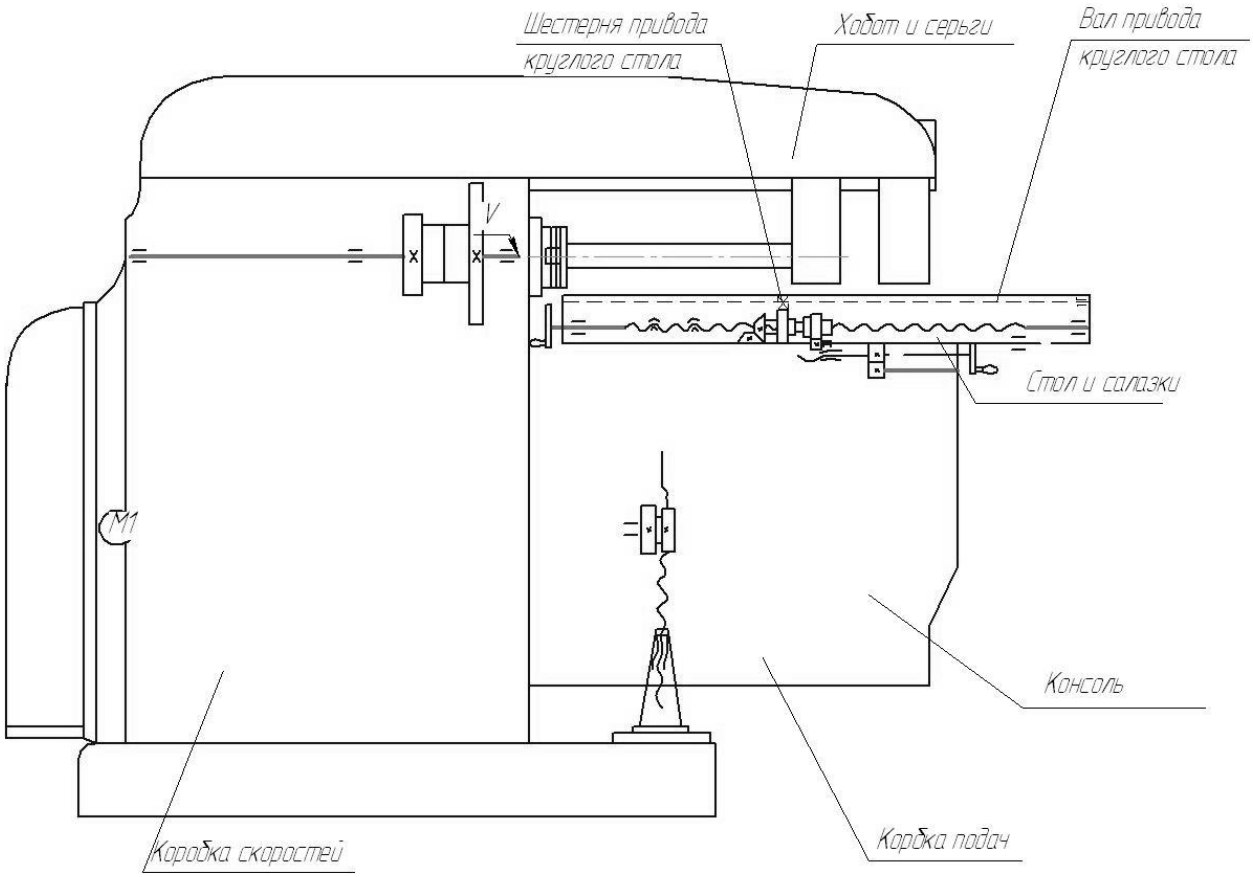


Рис. 2.3. Координатне компонування верстата

Схеми сполучень елементарних рухів при різанні класифікують по наступних групах [9]: один прямолінійний рух (протягання); два прямолінійних рухи (розрізування стрічковими силами); один обертовий рух (протягання кругових сегментів); один обертальне й один прямолінійний рух (гостріння, свердління, фрезерування); два обертові рухи (фрезерування тіл обертання); два прямолінійних і одне обертове рухи (затилування черв'ячних фрез); два обертальних і одне прямолінійне рухи (зубофрезерування черв'ячними фрезами); три обертові рухи (нарізування конічних зубчастих коліс із дуговими зубами різцевими головками). Бувають сполучення й більш ніж трьох елементарних рухів.

У кожній з перерахованих груп схеми рухів розрізняють по взаємному напрямку рухів, розподілу рухів і інструментом і заготівлею, а також співвідношенню швидкостей. Поступальний рух може бути паралельним,

перпендикулярним спрямованим під кутом до осі обертового руху, причому лінія руху вершини інструмента може перетинатися або не перетинатися із цією віссю.

Характер руху формоутворення допускає різні варіанти розподілу елементарних тридцятимільйонні рухи між заготівлею й інструментом: обертовий рух виконує заготівля, а поступальне інструмент (токарський верстат); обертовий рух виконує інструмент, а поступальне - заготівля (алмазно-розточувальної верстат, фрезерний верстат.

Компонування металорізального верстата забезпечує виконання всіх елементарних рухів формоутворення й передбачають можливість здійснення ряду додаткових рухів: врізання, настановного, дублюючих, розподілу, допоміжних і ін.

Компонування металорізального верстата має блокову структуру й складаються з одного стаціонарного й декількох рухливих блоків розділених лінійними або круговими напрямними. Кожний рухливий блок виконує певний координатний рух. Число напрямних дорівнює числу елементарних рухів, передбачених кінематичною структурою верстата, або менше його.

Верстат, будучи складовою частиною замкнутої технологічної системи, є системою розімкнутої. Блоки, що несуть заготівлю й інструмент, у компонуванні верстата завжди є крайніми. Ці блоки здійснюють відносний рух заготівлі й інструмента, що відповідає прийнятому способу формоутворення [4].

Структурна формула компонування - це певна послідовність символів, що позначають блоки компонування, що розкриває координатну приналежність і спосіб сполучення блоків. У структурних формулах використовують систему позначення осей координат і координатних рухів, призначену для металорізальних верстатів із програмним керуванням.

Координати *X* і *B* незалежно від розташування осі шпинделя позначають найпоширенішу площинну обробку заготівлі. За позитивний напрямок осі Z приймають напрямок від заготівлі до інструмента. Вісь X — завжди

горизонтальна. Якщо вісь Z вертикальна, то позитивний напрямок осі буде вправо, якщо дивитися з лицьової сторони верстата убік тильної. Якщо вісь Z горизонтальна, то позитивний напрямок осі X буде вправо, якщо дивитися в напрямку від шпинделя до заготівлі. Положення осі *У* визначається по розташуванню двох інших осей.

При побудові компонувань використовуються правила ИСО, що регламентують положення й знак осей координат (рис.2.4), умовні позначки й інші.

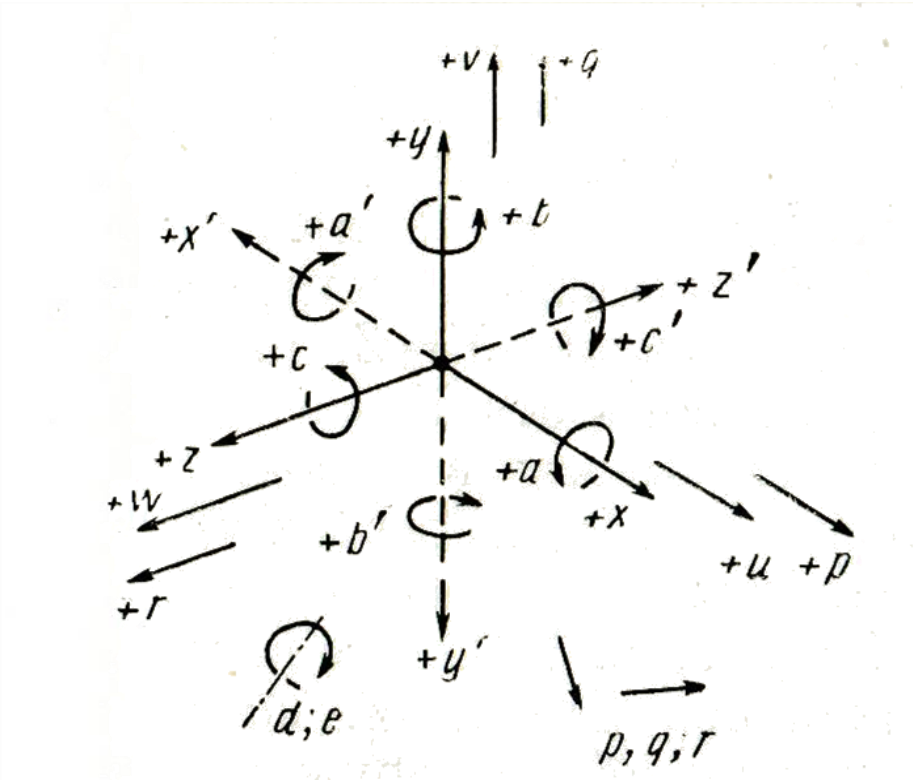


Рис.2.4. Осі й напрямки руху

Приведемо вибірку правил призначення осей координат:

Початок координат можна приймати *довільно*. Поступальні рухи інструмента уздовж осей координат позначають так само, як і відповідні осі. Додаткові рухи, паралельні осям *X, Y* і Z, позначають відповідно *u, v* і *w* (вторинні) або *p, q* і *r* (третьої черги).

Обертові рухи навколо осей *X,* Y і Z позначають відповідно буквами *a, b* і *c*, а додаткові обертові рухи — *d* і *e*. Позитивні напрямки обертових рухів

інструмента: *+a, +b* і *+c* відповідають напрямку обертання правого гвинта при його просуванні відповідно уздовж осей *+X,* +Y, +Z.

Різні варіанти компонувань верстата з горизонтальним шпинделем з їхніми структурними формулами представлені на рис. 2.5.

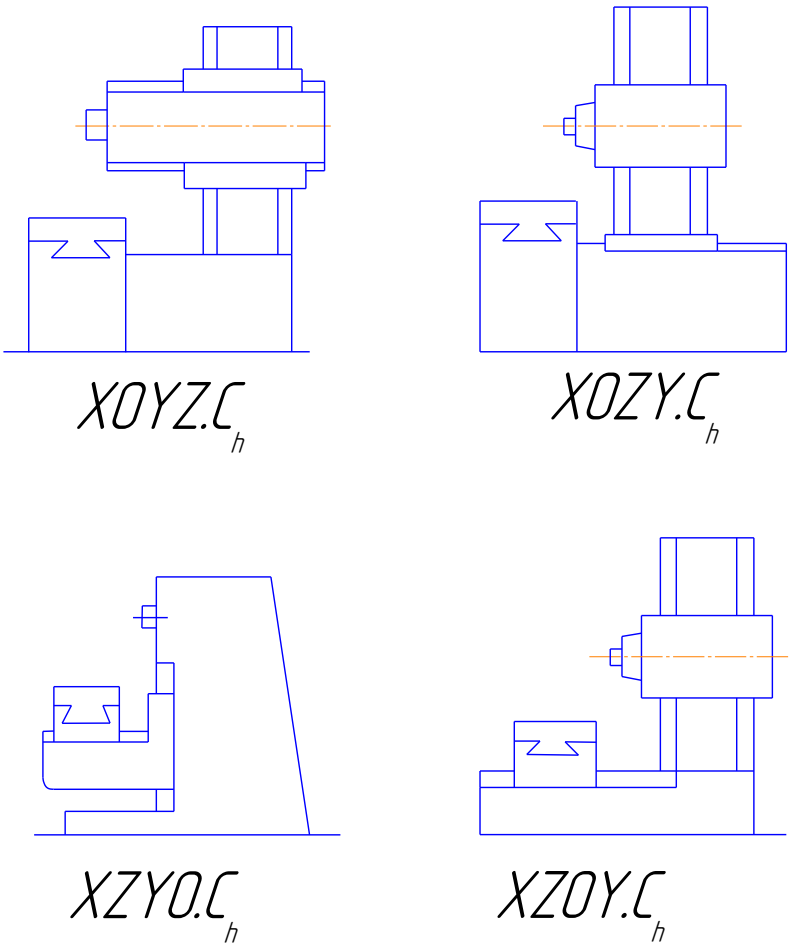


Рис.2.5. Компонування фрезерних верстатів з горизонтальним шпинделем

3. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ

У якості вихідних даних розглядається варіант, представлений у главі 2.

$$Z = 16;$$
$$n_{max} = 2000 мин^{-1};$$
$$\varphi = 1{,}26;$$
$$N_{э.д.} = 5{,}5 кВт;$$
$$n_{э.д.} = 1450 мин^{-1}.$$

Для визначення діапазону регулювання скористаємося відомими рекомендаціями [8]

$$\varphi = z - \sqrt[1]{Д_n}; \qquad z = 16;$$

$$Д_n = \varphi^{z-1} = 1.26^{16-1} = 32;$$

$$Д_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}; \qquad n_{min} = \frac{n_{max}}{Д_n} = \frac{2000}{32} = 63 мин^{-1}.$$

По нормалі верстатобудування Н11-1 виписуємо ряд частот обертання шпинделя в заданих межах:

63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000.

3.1. Побудова структурної сітки

Вибір структурної формули здійснюється в наступному порядку

$$Z = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3, \text{ при } P_1 > P_2 > P_3.$$

Кількість конструктивних варіантів:

$$K_{констр} = \frac{m!}{q!} = \frac{3!}{2!} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3}{1 \cdot 2} = 3,$$

де $m = 3$ - кількість незалежних груп,

$q = 2$ - кількість груп передач, що мають однакову кількість.

Варіанти можуть бути записані в такий спосіб:

$$Z = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18;$$
$$Z = 3 \cdot 2 \cdot 3 = 18;$$
$$Z = 2 \cdot 3 \cdot 3 = 18.$$

Кількість кінематичних варіантів для кожного конструктивного випадку визначається по формулі:

$$K_{кинем} = m! = 1 \cdot 2 \cdot 3 = 6.$$

Для нашого випадку:

$$Z = 3_1 \times 3_3 \times 2_9; \qquad Z = 3_6 \times 3_1 \times 2_3;$$
$$Z = 3_1 \times 3_6 \times 2_3; \qquad Z = 3_6 \times 3_2 \times 2_1;$$
$$Z = 3_3 \times 3_1 \times 2_9; \qquad Z = 3_2 \times 3_6 \times 2_1.$$

Загальна кількість варіантів:

$$K_{общ.} = \frac{(m!)^2}{q!} = \frac{(3!)^2}{2!} = 18.$$

Вибираємо оптимальну структурну формулу й кінематичний варіант із умови:

$$X_1 < X_2 < X_3,\ P_1 > P_2 > P_3,$$
$$\text{для } Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

вибираємо кінематичний варіант зі структурною формулою:

$$Z = 3_1 \times 3_3 \times 2_9.$$

Тому що в цьому випадку при однакових найменших частотах обертання проміжних валів для різних варіантів структурної формули максимальні частоти обертання виходять меншими, що зменшує динамічне навантаження в передачах, вібрації, зношування деталей, втрати на тертя, підвищує КПД при високих частотах обертання шпинделя.

З огляду на, що потрібно спроектувати верстат на 16 швидкостей, тоді структурна формула буде мати вигляд:

$$Z = 3_1 \times 3_3 \times 2_7 = 16.$$

Структурна сітка (рис.3.1) будується в логарифмічній шкалі з постійним інтервалом між сусідніми крапками шкали, рівним $\lg\varphi$. Структурна сітка симетрична, тому що вона пов'язана з конкретною частотою обертання початкової ланки.

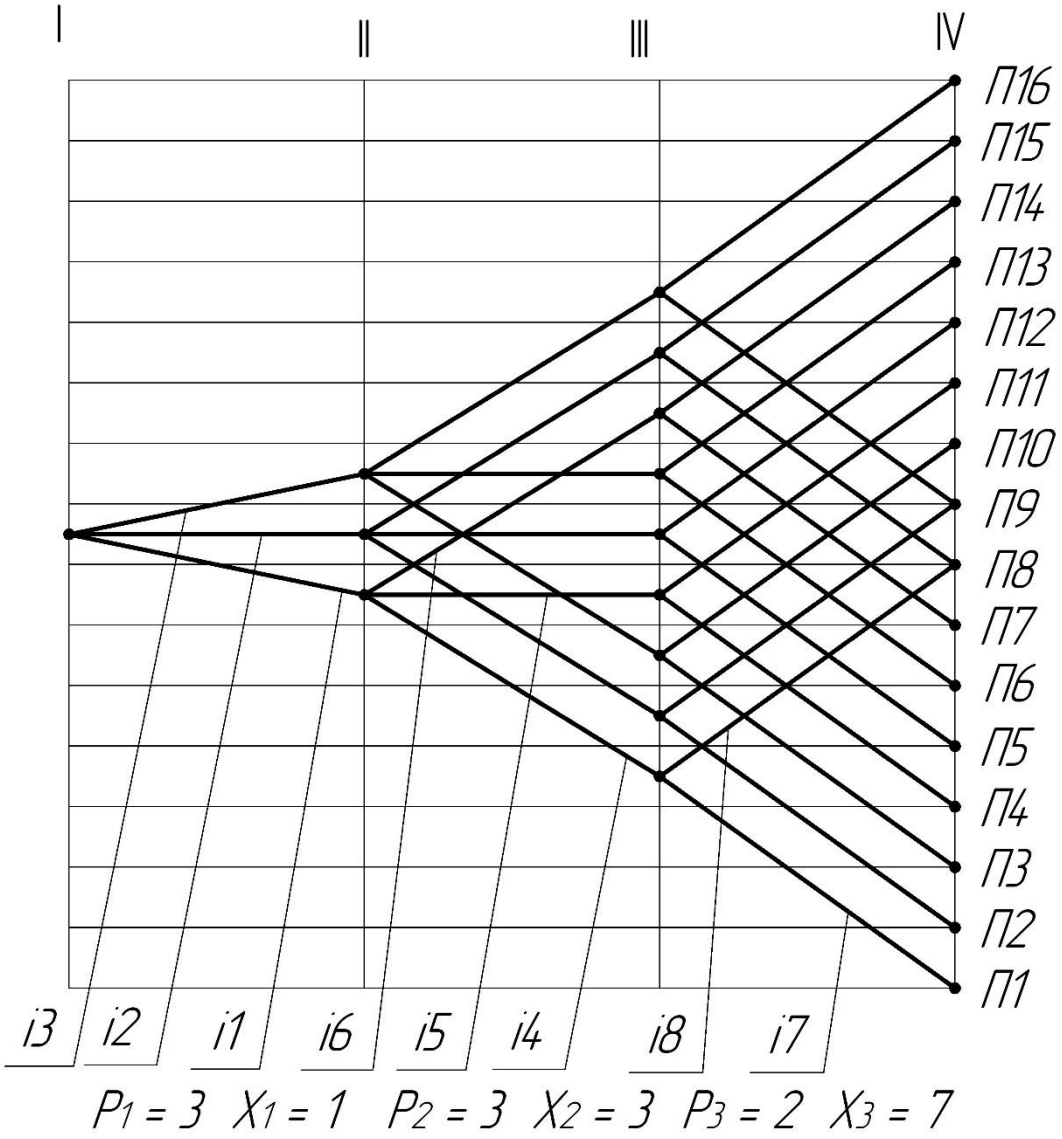


Рис. 3.1. Структурна сітка.

По побудованій сітці можна визначити:

- число швидкостей обертань валів привода;
- число групових передач у приводі й порядок їхнього конструктивного розташування;
- число передач у кожній групі;

- кінематичний порядок включення груп;
- діапазон регулювання групових передач і всього привода.

Всі кінематичні співвідношення в структурній сітці виражаються через ступені знаменника φ.

Структурна сітка не дає фактичних значень частот обертань і передатних відносин передач у групах, тому для визначення цих величин будують графіка частот обертання.

3.2. Побудови графіка частот обертання шпинделя

Графік частот обертання шпинделя будується на підставі обраного варіанта структурної формули й структурної сітки.

Для побудови графіка ми маємо:

$$\varphi = 1.26,$$

$$n_{\max} = 2000 об / мин,$$

$$n_{\min} = 63 об / мин,$$

$$n_{эл.дв.} = 1450 об / мин.$$

Для побудови графіка частот обертання шпинделя необхідно визначити загальне передатне відношення між частотою обертання вихідного вала й вала електродвигуна.

$$i_{общ.} = \frac{n_{\min}}{n_{эл.дв.}} = \frac{63}{1450} = \frac{1}{23}.$$

Загальне передатне відношення представляємо у вигляді:

$$\frac{1}{23} = \frac{1}{\varphi^x} = \frac{1}{1.26^{13.6}}.$$

Загальне передатне відношення розбиваємо на ряд часток по числу групових передач із урахуванням постійної передачі. При цьому повинне виконуватися умова:

$$i_1 > i_2 > i_3 > i_4 > \ldots$$ і так далі.

$$i_{\min} \geq \frac{1}{4}; \qquad \frac{1}{4} = \frac{1}{1.26^x} \Rightarrow x = -\frac{\lg 4}{\lg 1.26} = 6.$$

$$i_{\max} \leq 2; \qquad 2 = 1.26^x \Rightarrow x = -\frac{\lg 2}{\lg 1.26} = 3.$$

$$\frac{1}{1.26^{13.6}} = \frac{1}{1.26^{0.6}} \cdot \frac{1}{1.26^3} \cdot \frac{1}{1.26^4} \cdot \frac{1}{1.26^6}.$$

На підставі такої розбивки на графіку будується лінія найменших передатних відносин (базову лінію).

Промінь основної групи перетне на графіку - 3 клітки, першої переборної - 4, другий переборної - 6.

Подальша побудова графіка ведеться відповідно до прийнятого варіанта структурної сітки (характеристики кожної групи при цьому зберігаються).

Графік частот обертання шпинделя наведений на рис. 3.2.

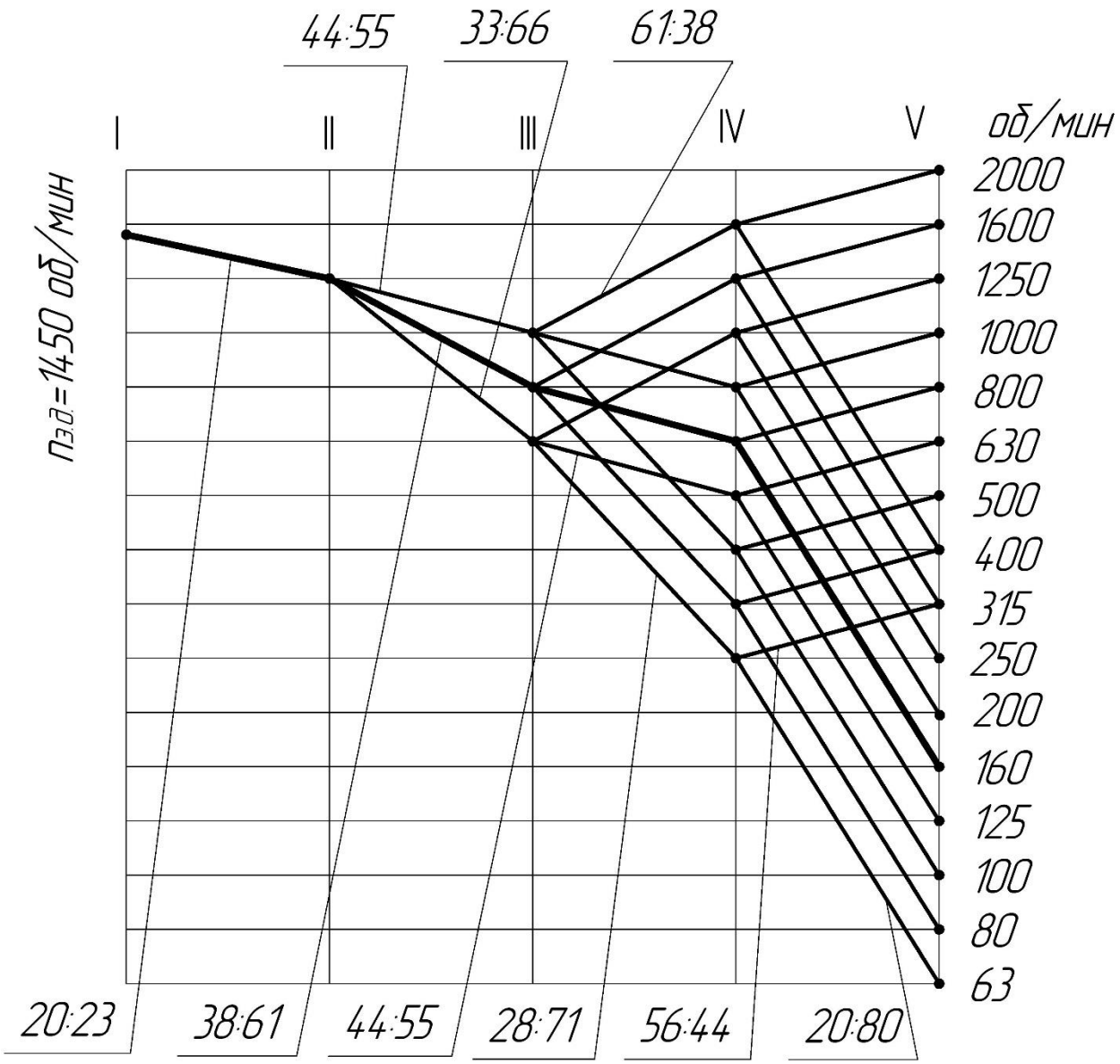


Рис. 3.2. Графік частот обертання шпинделя.

3.3. Визначення чисел зубів зубчастих передач

Виконуємо розрахунок числа зубів зубчастих коліс табличним методом для побудованого раніше графіка частот обертання шпинделя.

$$i_o = \frac{1}{1.26^{0.6}} = \frac{1}{1.15} = \frac{20}{23}.$$

Запишемо передатні відносини. Якщо промінь на графіку відхиляється нагору, то передача підвищувальна $i = \varphi^x$, якщо долілиць – понижувальна $i = \frac{1}{\varphi^x}$, горизонтальний промінь $i = \varphi^0$.

$$
\left.
\begin{aligned}
i_1 &= \frac{1}{1.26^3} = \frac{1}{2} \\
i_2 &= \frac{1}{1.26^2} = \frac{1}{1.58} \\
i_3 &= \frac{1}{1.26^1} = \frac{1}{1.26} \\
i_4 &= \frac{1}{1.26^4} = \frac{1}{2.5} \\
i_5 &= \frac{1}{1.26^1} = \frac{1}{1.26} \\
i_6 &= 1.26^2 = 1.58
\end{aligned}
\right\}
\quad \sum Z = 99 \qquad
\begin{matrix}
\frac{33}{66} \\ \frac{38}{61} \\ \frac{44}{55} \\ \frac{28}{71} \\ \frac{44}{55} \\ \frac{61}{38}
\end{matrix}
$$

$$
\left.
\begin{aligned}
i_7 &= \frac{1}{1.26} = \frac{1}{4} \\
i_8 &= \frac{1.26}{1} = 1.26
\end{aligned}
\right\}
\quad \sum Z = 100 \qquad
\begin{matrix}
\frac{20}{80} \\ \frac{56}{44}
\end{matrix}
$$

Визначивши числа зубів зубчастих коліс, приступимося до визначення дійсних частот обертання шпинделя, записавши УКБ для кожної галузі графіка.

Відхилення дійсних частот обертання шпинделя від стандартного ряду визначається по формулі

$$\Delta n = \frac{n_д - n_н}{n_н} \cdot 100\%$$

де $n_д$ - дійсна частота обертання шпинделя,

$n_н$ - частота обертання шпинделя з нормального ряду.

Гранично припустиме відхилення визначається по формулі

$$[\Delta n] = \pm 10 \cdot [\varphi - 1] = \pm 10 \cdot [1.26 - 1] = \pm 2.6\% .$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Дійсні й нормальні частоти обертання шпинделя

№ п/п	Рівняння кінематичного балансу	$n_{д}$, 1/хв	$n_{н}$, 1/хв	Δn, %
1	**2**	**3**	**4**	**5**
1	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{33}{66}\cdot\frac{28}{71}\cdot\frac{20}{80}$	62	63	-0.015
2	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{33}{61}\cdot\frac{28}{71}\cdot\frac{20}{80}$	79	80	-0.0125
3	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{28}{71}\cdot\frac{20}{80}$	99	100	-0.01
4	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{33}{66}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{20}{80}$	125	125	0
5	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{38}{61}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{20}{80}$	157	160	-0.019
6	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{20}{80}$	198	200	-0.01
7	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{33}{66}\cdot\frac{61}{38}\cdot\frac{20}{80}$	250	250	0
8	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{38}{61}\cdot\frac{61}{38}\cdot\frac{20}{80}$	315	315	0
9	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{61}{38}\cdot\frac{20}{80}$	397	400	-0.008
10	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{28}{71}\cdot\frac{56}{44}$	500	500	0
11	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{33}{66}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{56}{44}$	630	630	0
12	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{38}{61}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{56}{44}$	793	800	-0.009
13	$1450\cdot\frac{20}{23}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{44}{55}\cdot\frac{56}{44}$	1000	1000	0

4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЗДОВЖНЬОГО І ПОПЕРЕЧНОГО КОМПОНУВАННЯ ВЕРСТАТА 6М82

Структурний аналіз компонувань верстатів переслідує мети розкриття їхніх властивостей і технологічних можливостей і включає наступні етапи: складання структурних формул різних щаблів уточнення *(K_1 K_2, K_3)* з наступним розкриттям їхнього змісту й аналізом режимів рухливих блоків; кількісний аналіз структури компонувань — модульний і імовірнісний; аналіз структурних ознак для порівняння й відбору компонувань.

Зміст структурних формул необхідно розкривати, починаючи з питання про послідовне й паралельне сполучення блоків компонування. Ці різновиди сполучень, чітко помітні в структурній формулі, надають компонуванню різні властивості й переслідують різні цілі.

Характерною властивістю послідовного сполучення блоків є ускладнення рухів кінцевого блоку, тобто збільшення числа ступенів волі переміщення. Кожному послідовно-сполученому блоку, поміщеному між стаціонарним і кінцевим блоками, відповідає новий ступінь волі переміщення заготівлі або інструмента, якщо тільки цей блок не дублює координатних напрямків руху інших блоків.

Характерною ознакою паралельного сполучення блоків є розгалуження рухів без їхнього ускладнення. У зв'язку із цим таке сполучення частіше зустрічається в компонуваннях спеціальних верстатів, де воно забезпечує одночасну обробку деталей декількома інструментами (багатошпиндельні й бакаюваті верстати). Однак паралельно-сполучені блоки застосовують і в універсальних верстатах у сполученні з послідовно-сполученими блоками, цим досягають розширення технологічних можливостей верстатів шляхом оснащення їх двома або більшим числом супортів або шпинделів.

Руху при паралельному сполученні блоків розгалужують, як правило, у напрямку від стаціонарного блоку до кінцевого. Стаціонарний блок при цьому відіграє роль «стовбура» компонування.

4.1. Поздовжнє компонування коробки швидкостей

Для уточненого розрахунку валів і підбора підшипників необхідно знати відстані між площинами дії навантажень і опорами, а так само взаємне розташування валів. Для рішення цього завдання необхідно вичертити в масштабі поздовжню й поперечну компонування коробки передач.

Поздовжнє компонування розробляється в наступному порядку:

1. Проводяться осі валів, міжосьова відстань визначається на підставі розрахунку зубчастих передач.
2. По діаметрах валів, знайденим з попереднього розрахунку на крутіння, орієнтовно встановлюють осьові розміри муфт, підшипників, шківів, інших деталей і вузлів, передбачених кінематичною схемою, і компонують їх на відповідних валах.
3. На основі розрахунку зубчастих передач розробляють схеми механізмів з рухливими блоками й роблять їхнє компонування.

   Варто пам'ятати: перш, ніж яка або шестірня рухливого блоку почне входити в зачеплення, інша шестірня цього блоку повинна повністю вийти із зачеплення з парною шестірнею.
4. Установлюють зазор між торцями циліндричних зубчастих коліс і внутрішніх стінок корпуса. Звичайно його вибирають рівним товщині стінки корпуса, що приймається $\delta = 0.025 \cdot A + 5мм$ (але не менш $10мм$), де A - більше з міжосьових відстаней.
5. Вибирають відстань між торцями зубчастих коліс, що не повинне перевищувати $4 \div 6мм$, відстань між торцями зубчастих блоків і нерухливих коліс $3 \div 4мм$.
6. По знайдених осьових відстанях і радіальних розмірах деталей коробки передач, а так само монтажним розмірам, вичерчують поздовжнє компонування (рис.4.1)

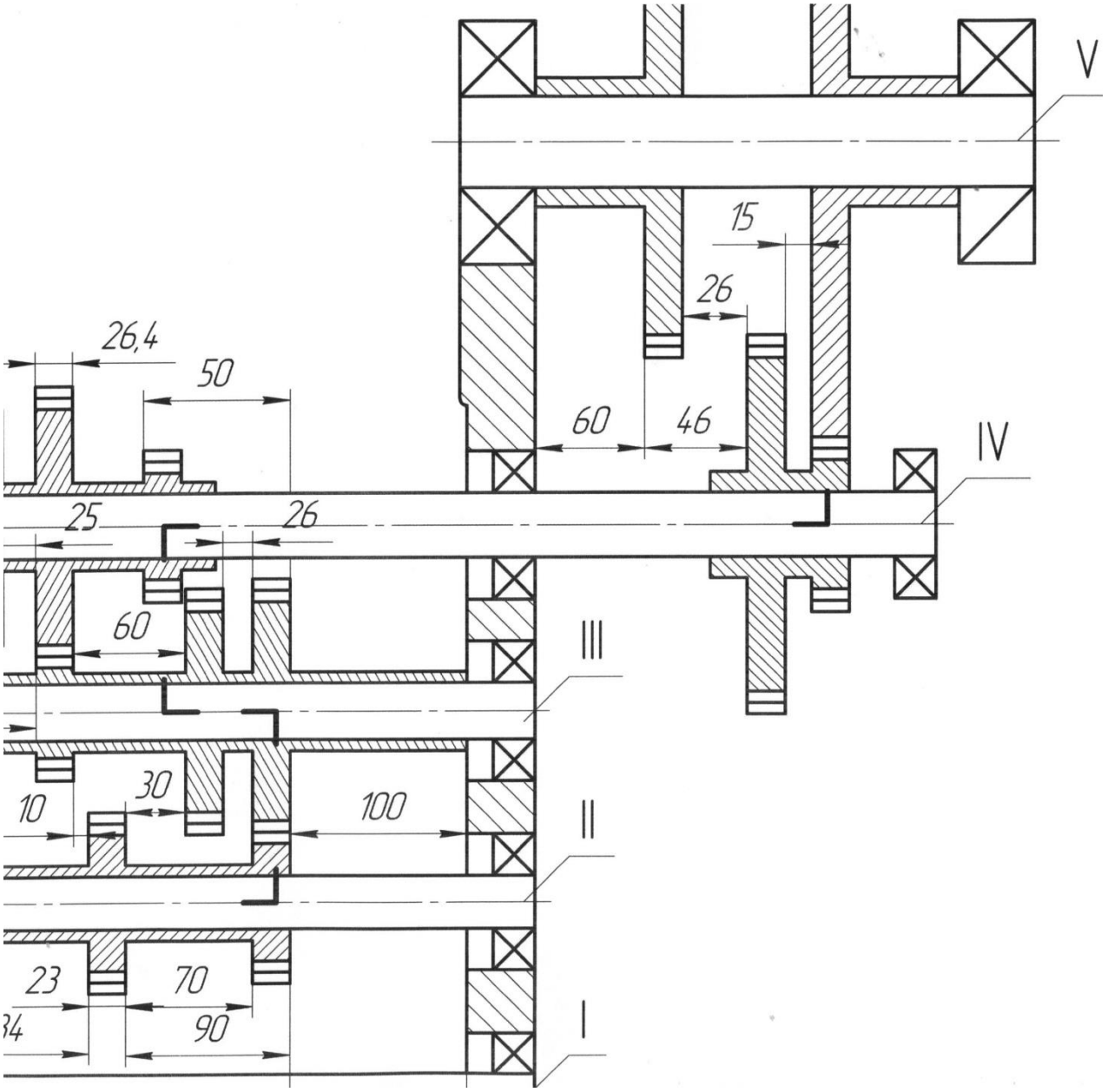


Рис.4.1. Поздовжнє компонування верстата

4.2. Поперечне компонування верстата

При розробці поперечного компонування (рис.4.2) необхідно виконувати наступні рекомендації:

1. Намічають положення осі шпинделя.

2. Центр провідної шестірні шпиндельної передачі може лежати в будь-якій крапці окружності, проведеної із центра шпинделя, радіусом рівним міжцентровій відстані.
3. Розташування валів вибирається таким чином, щоб коробка була більше компактної, при цьому центри можливо більшого числа валів розташовуються по тим самим вертикалях і горизонталям.
4. Найбільш швидкохідні вали варто розташовувати ближче до підстави коробки.
5. Якщо два рухливих блоки, розташованих на різних валах, управляються одною рукояткою, то доцільно ці вали розміщати далеко друг від друга.

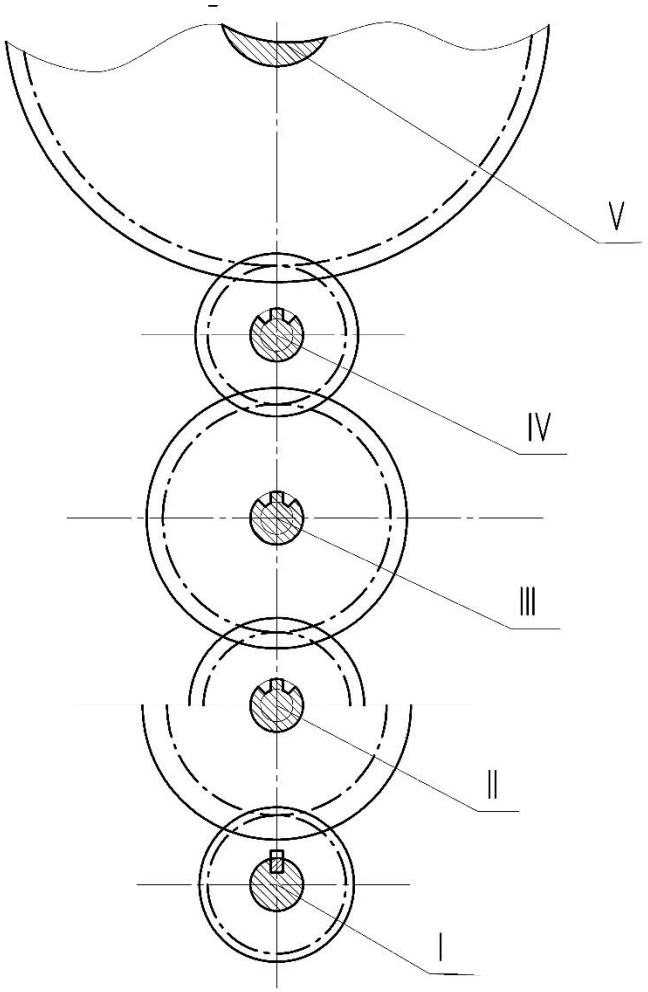


Рис.4.2. Поперечне компонування привода головного руху

4.3. Параметричне моделювання поперечних компонувань

Для всього розмаїтості верстатів певної групи (типу) неможливо використовувати одну-дві конструкції коробок швидкостей (КС). Найчастіше доводиться або розробляти нову конструкцію, застосовуючи методи структурної оптимізації, або створювати новий варіант уже відомої конструкції-прототипу за допомогою методу параметричної оптимізації.

Ефективність проектування КС залежить від прийнятого поперечного компонування (згортки), у тому числі від положення вихідного вала. У наявних роботах із проектування згорток КС [10,11] не приводяться методика й алгоритм побудови ефективного варіанта конструкції коробки за критеріями жорсткості й надійності.

При визначенні просторового положення зубчастих коліс передавальний обертаючий момент на шпиндель верстата необхідно враховувати дві взаємовиключні ситуації:

1. Паралельність і одно спрямованість сили різання R і результуючої сили Q у зубчастому зачепленні «Вихідний вал – шпиндель», які забезпечують максимальну твердість шпиндельного вузла (мінімальний прогин переднього кінця шпинделя). Такий варіант використовується у верстатах для чистових методів обробки.

2. Паралельність і спрямованість у протилежні сторони сил R і Q забезпечує найменше навантаження на передню опору (як найбільш навантажену в процесі роботи верстата) При цьому прогин переднього кінця вала є максимальний, що припустимо тільки для чорнової обробки.

Безліч варіантів конструктивних виконань деталей КС і їхнього взаємного розташування з одного боку, а також необхідність підвищення продуктивності праці проектувальника з іншої робить ефективним використання апарата параметричного моделювання. Саме цей механізм, що дозволяє зменшити час розробки нової або модифікації відомої конструкції, реалізований у всіх сучасних САПР [12, 13].

Механізм параметризації характеризується наявністю взаємозв'язків і обмежень між геометричними об'єктами, що становлять цю конструкцію (на відміну від непараметричного). При цьому частина зазначених взаємозв'язків і обмежень може формуватися автоматично при уведенні графічної інформації, а інші призначатися користувачем самостійно.

Досить ефективно механізм параметризації реалізований у сучасної CAD\CAM\CAE\PDM системі автоматизованого проектування АРМ «WinMachine», розробленої в НТЦ АПМ [14, 15].

У даній роботі розроблена процедура побудови параметричних моделей поперечних компонувань коробка передач металорізальних верстатів. Проектне завдання формулюється в такий спосіб:

Розробити таку параметричну модель поперечного компонування КС, що забезпечить в одному варіанті максимальну жорсткість проектованого верстата (його шпиндельного вузла), а в іншому варіанті мінімальне наведене навантаження на передню опору шпинделя.

Відомий алгоритм проектування схем компонування будується в послідовності, наведеної вище. Для вдосконалювання наведеного вище алгоритму пропонується параметрична модель структурного синтезу просторового компонування КС.

У першому варіанті використовується критерій максимальної жорсткості який реалізується за умови паралельності й одно спрямованості сил R і Q.

У другому варіанті використовується критерій мінімального наведеного навантаження на передню опору, що реалізується за умови паралельності й спрямованості в протилежну сторону сил R і Q.

Нижче представлений фрагмент алгоритму синтезу компонування за критерієм максимальної жорсткості (рис.4.3).

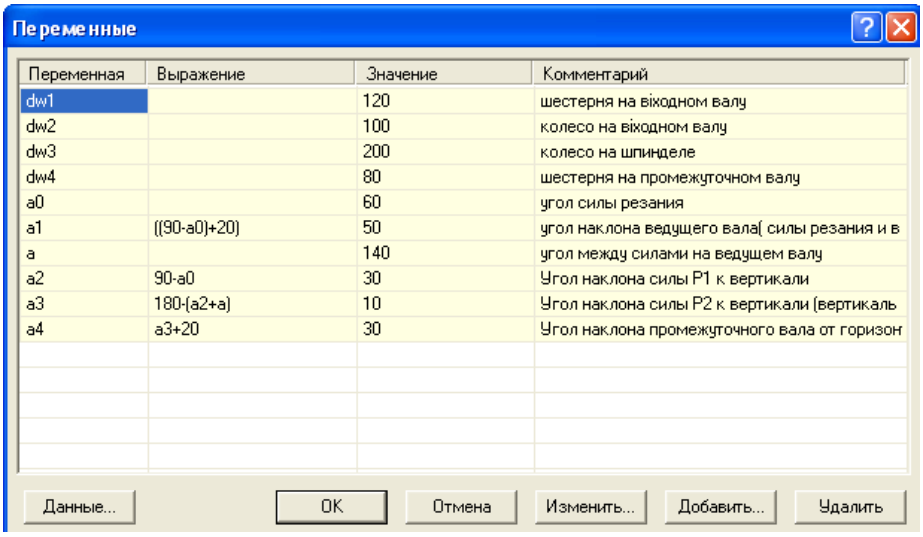


Рис.4.3. Фрагмент алгоритму синтезу компонування

Графічна реалізація алгоритму синтезу компонування здійснюється за допомогою вікна команд графічного редактора АРМ Graph (рис.4.4).

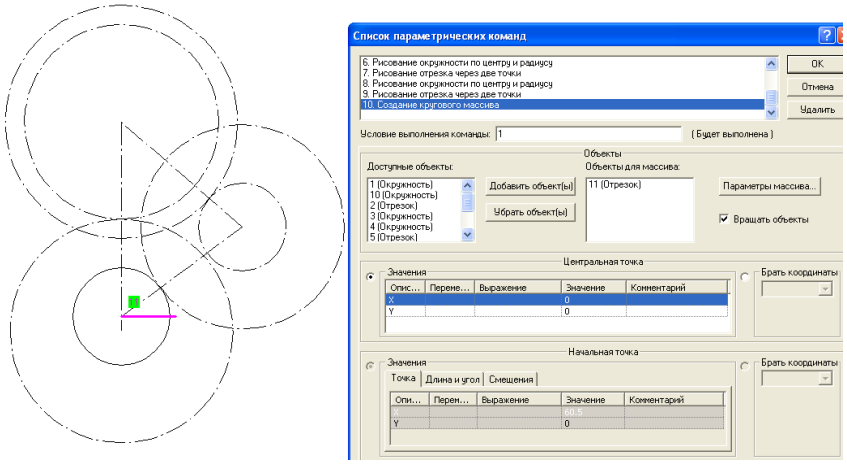


Рис.4.4. Вікно команд у завданні побудови поперечного компонування

Таке компонування, представлене на рис.4.5 є альтернативним варіантом поперечного компонування базової моделі 6М82, побудованої в одній площині.

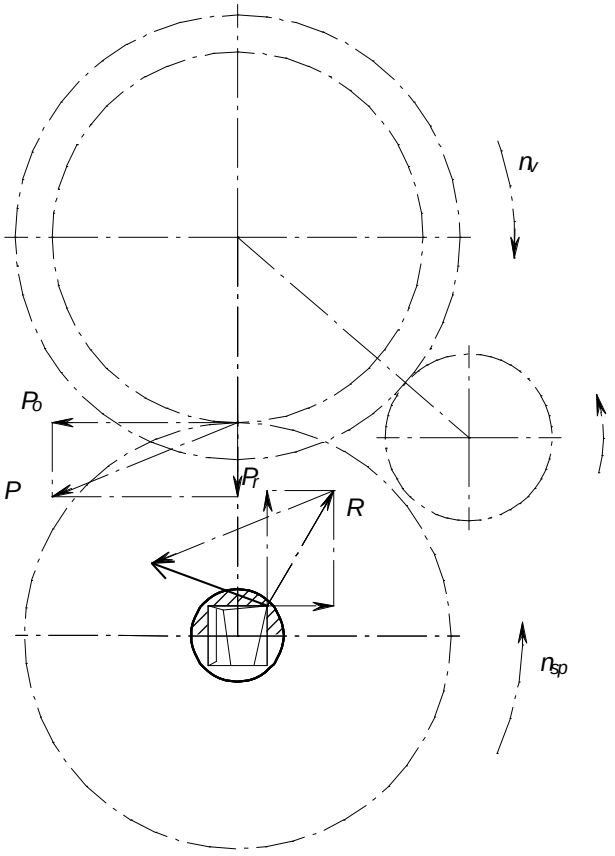


Рис.4.5. Фрагмент поперечного компонування фрезерного верстата на базі параметричної моделі

Виводи. Проектування компонувань, що здійснюється на ескізній стадії проектування верстата, закладає резерв якості й конкурентоспроможності майбутнього виробу. Незважаючи на орієнтацію на традиційні компонування рішення в практиці створення горизонтальних консольно-фрезерних верстатів є можливості поліпшення поперечних і поздовжніх компонувань. У цьому плані ефективним є апарат параметризації, що дозволяє створити параметричні моделі компонувань верстатів даного типу. При цьому з'являється можливість пошуку оптимальних рішень за критерієм піддатливості, або за критерієм мінімального наведеного навантаження на передню опору шпинделя. Запропоновано варіант поперечного компонування ГКФ-верстатів, що підвищить працездатність майбутньої конструкції. Інструмент параметризації є потужним засобом створення нових рішень, щодо компонувань.

5. ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВАЛІВ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ В СЕРЕДОВИЩІ APM SHAFT

Вали верстатів є, поряд з різними роду передачами, основними елементами вузлів, що мають своїм призначенням перетворення руху й передачу крутних моментів, що супроводжується звичайно й зміною їхньої величини.

У верстатобудуванні найбільшим поширенням користуються шліцьові з'єднання із прямокутними (прямобічными) шліцами, грані яких паралельні, притім головним чином з шістьома шліцами (для валів з D=25...90 мм). Для валів більшого діаметра використовуються з десяти шліцами,

Щоб уникнути руйнування вала необхідно виконувати розрахунки на статичну міцність, опір утоми, і вібростійкість.

Вали верстатів працюють у більшості випадків одночасно на крутіння й вигин. Напруги розтягання або стиску в порівнянні з вигином і крутінням звичайно малі, на міцність практично не впливають, тому в розрахунку не враховуються.

5.1. Розрахунок на міцність вихідного вала коробки швидкостей горизонтального консольно-фрезерного (ГКФ) верстата моделі 6М82

Вихідні дані

Вихідними даними для розрахунку на міцність валів є:

$N_{эд.} = 5{,}5$ – передана потужність електродвигуна, кВт;

$n_{эд.} = 1450$ – частота обертання електродвигуна, $мин^{-1}$;

$m = 2{,}5$ - модуль зубчастого зачеплення;

$z_1 = 20$ - число зубів шестірні;

$z_2 = 80$ - число зубів зубчастого колеса.

Розрахунок частот обертання, потужностей і крутний моментів на валах

Несуча здатність деталей привода визначається величиною діючих навантажень. Потужність привода є основним показником, що характеризує можливості верстата перебороти сили, що виникають у процесі обробки. Графік частот обертання шпинделя представлений на мал. 3.2.

Рівняння кінематичного балансу для горизонтального шпинделя (IV) (рис. 2.1)

$$n_{шп.} = 1450 \cdot \frac{20}{23} \cdot \frac{38}{61} \cdot \frac{44}{55} \cdot \frac{20}{80} = 160 \ \ мин^{-1}.$$

1) Визначення розрахункових частот обертання валів коробки швидкостей, представленої на кінематичній схемі (рис. 2.1)

$$n_I = 1450 \cdot \frac{20}{23} = 1260{,}87 \ \ мин^{-1};$$

$$n_{II} = n_I \cdot \frac{38}{61} = 785{,}46 \ \ мин^{-1};$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot \frac{44}{55} = 628{,}37 \ \ мин^{-1};$$

$$n_{IV} = n_{III} \cdot \frac{20}{80} = 157{,}09 \ \ мин^{-1}.$$

2) Визначення переданих потужностей

Номінальна потужність привода головного руху ГКФ - верстата визначається по формулі

$$N = N_{эд} \cdot \eta$$

де $N_{эд.}$ – потужність електродвигуна, кВт;

η – умовний ККД без обліку втрат холостого ходу

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_{з.п.}^a \cdot \eta_{п.к}^b,$$

де η_M – ККД пружної муфти. $\eta_M = 0.98 \ldots 0.99$. Приймаємо $\eta_M = 0.99$;

$\eta_{п.к}$ – ККД підшипника. Приймаємо $\eta_{п.к} = 0.995$;

$\eta_{з.п.}$ – ККД циліндричної зубчастої передачі. Приймаємо $\eta_{з.п.} = 0.97$.

У такий спосіб

$$\eta_I = \eta_M \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.к}^2 = 0.99 \cdot 0.995^2 \cdot 0{,}97 = 0.95;$$
$$\eta_{II} = \eta_I \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.к}^2 = 0.95 \cdot 0.97 \cdot 0.995^2 = 0.91;$$
$$\eta_{III} = \eta_{II} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.к}^3 = 0.91 \cdot 0.97 \cdot 0.995^3 = 0.87;$$
$$\eta_{IV} = \eta_{III} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.к}^3 = 0.87 \cdot 0.97 \cdot 0.995^3 = 0.83.$$

Передана потужність для кожного вала в кінематичному ланцюзі горизонтального шпинделя складе:

$$N_I = 5.5 \cdot \eta_I = 5.5 \cdot 0.95 = 5.22 \text{ кВт};$$
$$N_{II} = 5.5 \cdot \eta_{II} = 5.5 \cdot 0.91 = 5.02 \text{ кВт};$$
$$N_{III} = 5.5 \cdot \eta_{III} = 5.5 \cdot 0.87 = 4.79 \text{ кВт};$$
$$N_{IV} = 5.5 \cdot \eta_{IV} = 5.5 \cdot 0.83 = 4.58 \text{ кВт}.$$

3) Визначення крутний моментів на кожному щаблі від двигуна до шпинделя

$$T_{эд.} = \frac{9550 \cdot N_{эд.}}{n_{эд.}} = \frac{9550 \cdot 5.5}{1450} = 36.22 \ \ Н \cdot м;$$
$$T_I = \frac{9550 \cdot N_{эд.} \cdot \eta_I}{n_I} = \frac{9550 \cdot 5.5}{1450} \cdot 0.95 = 34.43 \ \ Н \cdot м;$$

$$T_{II} = \frac{9550 \cdot N_{эд.} \cdot \eta_{II}}{n_{II}} = \frac{9550 \cdot 5.5}{1260} \cdot 0.91 = 38.03 \ \ Н \cdot м;$$
$$T_{III} = \frac{9550 \cdot N_{эд.} \cdot \eta_{III}}{n_{III}} = \frac{9550 \cdot 5.5}{785{,}46} \cdot 0.87 = 58.38 \ \ Н \cdot м;$$
$$T_{IV} = \frac{9550 \cdot N_{эд.} \cdot \eta_{IV}}{n_{IV}} = \frac{9550 \cdot 5.5}{628.36} \cdot 0.83 = 69.68 \ \ Н \cdot м.$$

Результати розрахунку зводимо в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Результати розрахунку

№ пп	Розрахунковий параметр	Номер вала			
		I	II	III	IV
1	Розрахункова частота обертання, $мин^{-1}$	1450	1260,9	785,5	628,4
2	К. п. буд. привода від електродвигуна до вала	0,95	0,91	0,87	0,83
3	Номінальна потужність, кВт	5,23	5,02	4,8	4,58
4	Розрахунковий крутний момент, $Н \cdot м$	34,44	38,03	58,38	69,68

Розрахунок на міцність триопорного вала

Вал IV – вихідний вал коробки швидкостей ГКФ - верстата на базі моделі 6М82, монтується на трьох радіальних підшипниках. На даний вал передається крутний момент від проміжного вала через прямозубу зубчасту передачу $\frac{44}{55}$ (рис. 2.1). Від вала IV на шпиндель обертаючий момент передається через циліндричну зубчасту передачу ($\frac{20}{80}$). Розрахункова схема вала IV представлена на рис. 5.1.

Розрахункова схема вала (рис.5.2) являє собою статично невизначену балку, що монтується на трьох опорах (кожний підшипник - опора), які в загальному випадку мають лінійними податливостями й кутові твердості. Кулькові підшипники розглядаються як шарнірні пружні опори, коефіцієнт піддатливості яких визначається сумою контактних деформацій кульок і кілець.

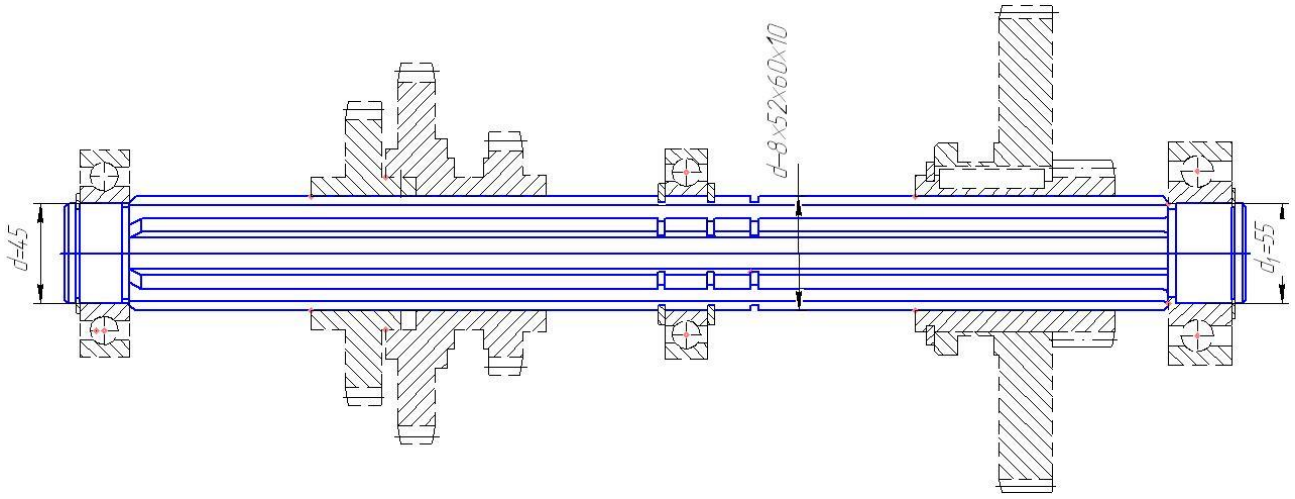


Рис.5.1. Конструктивна схема вихідного вала

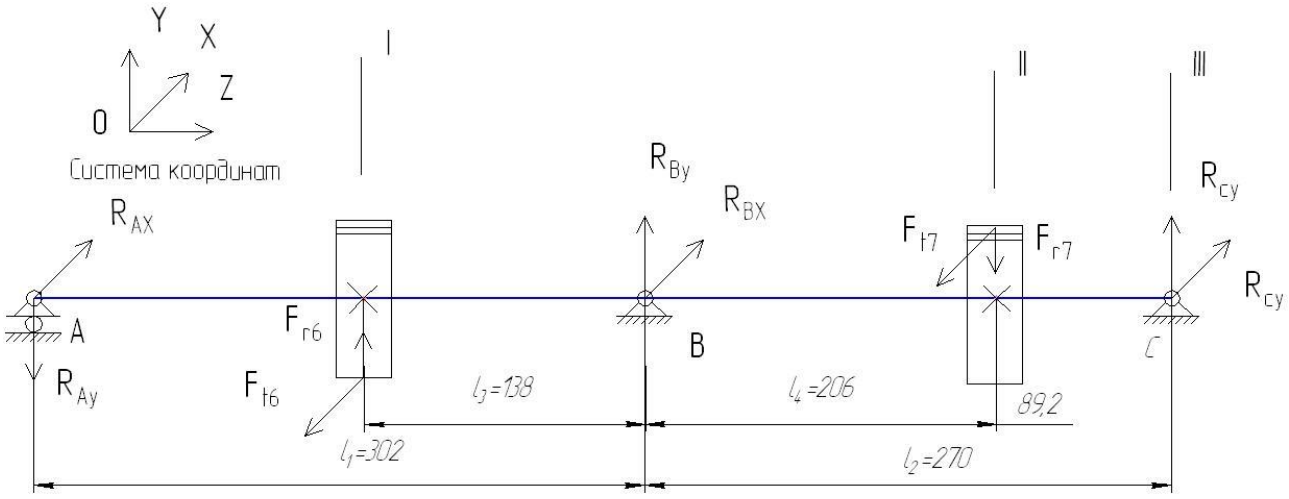


Рис.5.2. Розрахункова схема триопорного вала

Розрахунок складових сил

На рис.5.3 показана схема сил, що діють на вихідний вал коробки швидкостей ГКФ-верстата

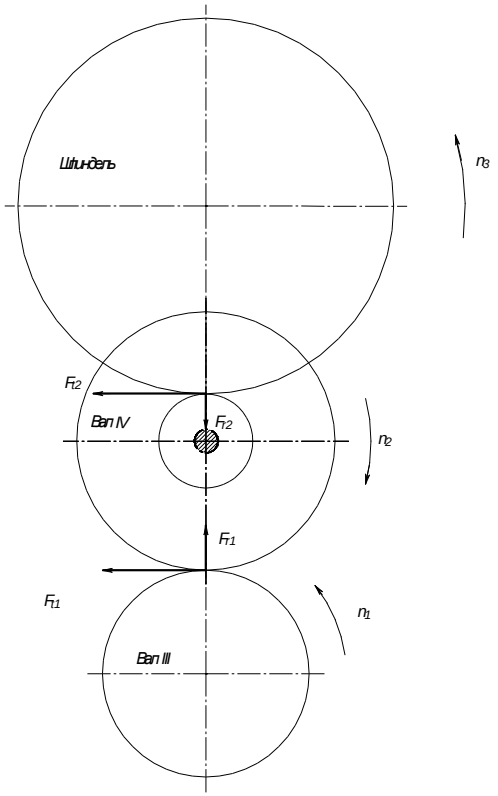


Рис.5.3. Схема сил, що діють на вихідний вал

Окружна сила F_{t1} (див. рис. 5.3) визначається по формулі

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_4}{d_к} = \frac{2 \cdot 69{,}68}{0.1375} = 1013{,}52 \ H,$$

де $T_4 = 69{,}68$ Н·м – крутний момент на IV валу;

$d_к = 0.1375$ – ділильний діаметр зубчастого колеса на валу IV, м.

Радіальна сила визначається по формулі (з урахуванням кута тертя на зубах ρ)

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot tg(\alpha + \rho) = 1013{,}52 \cdot tg(20 + 6) = 494{,}32 \ H.$$

Результуюча сила, що діє на четвертий вал становить

$$F_I = \sqrt{(F_{t1})^2 + (F_{r1})^2} = \sqrt{(1013{,}52)^2 + (494{,}32)^2} = 1127{,}64 \ H$$

Окружна сила F_{t2} (див. рис. 5.3) визначається по формулі

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{шп}}{d_ш} = \frac{2 \cdot 264{,}99}{0.05} = 10599{,}59 \ H,$$

де $T_{шп} = 264{,}99$ Н·м – крутний момент на шпинделі;

$d_ш = 0.05$ – ділильний діаметр шестірні на валу IV, м.

Радіальна сила визначається по формулі (з урахуванням кута тертя на зубах ρ)

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot tg(\alpha + \rho) = 10599{,}59 \cdot tg(20 + 6) = 5169{,}77 \ H.$$

Результуюча сила, що діє на четвертий вал від зубчастого зачеплення $(\frac{20}{80})$ становить

$$F_{II} = \sqrt{(F_{t2})^2 + (F_{r2})^2} = \sqrt{(10599{,}59)^2 + (5169{,}77)^2} = 11793{,}17 \ H$$

5.2. Проектування вихідного вала ГКФ - верстата в модулі «APM Shaft»

Для розрахунку й проектування валів довільної форми при довільному характері напруження й закріплення призначений спеціалізований модуль *APM Shaft* [14, 18]. Спеціалізовані графічні засоби дозволяють виконати процедуру підготовки вихідних даних.

Модуль APM Shaft має спеціалізований графічний редактор для завдання геометрії валів і осей. Редактор надає в розпорядженні користувача засобу, що забезпечують:

- завдання конструкції вала;
- уведення навантажень, що діють на вал;
- розміщення опор, на яких установлений вал.

При проектуванні вала доцільно використовувати основну відмінність графічного редактора валів APM Shaft від аналогічних редакторів інших систем, що складається в спеціальному наборі примітивів, з якими він оперує. Примітиви APM Shaft - це основні елементи конструкції вала (циліндричні й конічні ділянки, фаски, жолобники, канавки, отвори, ділянки з різьбленням, шпонки, шліци й т.д.), а також навантаження, які можуть діяти на вал.

Для формування довільного елемента вала, потрібно перемкнути редактор у режим малювання цього елемента (вибирається відповідна кнопка на інструментальній панелі, або команду в меню). При цьому показником поточного режиму є форма курсору в робочому полі - вона відповідає об'єктам, з якими в цей момент працює редактор.

Рекомендується наступна послідовність малювання вала:

1. Намалювати циліндричні й конічні ділянки вала.
2. Задати перехідні елементи (фаски, жолобника, канавки).
3. Задати отвору, ділянки з різьбленням, шліцьові й шпонкові з'єднання.
4. Увести, прикладені до вала навантаження й розмістити опори.

За допомогою редактора APM Shaft можна задавати радіальні й осьові зосереджені сили, розподілені сили, а також моменти вигину й крутіння.

Для завдання *радіальної сили* (спрямованої перпендикулярно осі вала) курсор міститься в ту крапку, де ця сила повинна бути прикладена. На екрані з'явиться діалогове вікно для уведення параметрів сили (рис5.4).

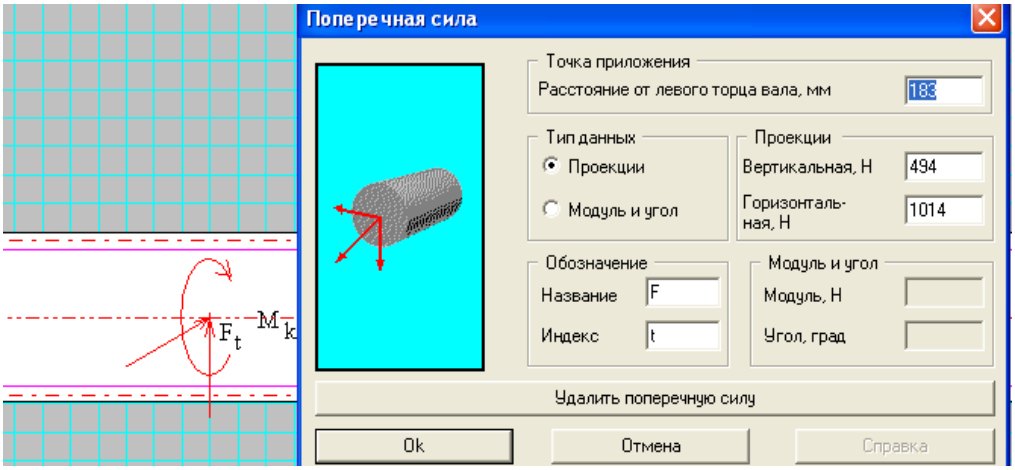


Рис.5.4. Завдання силового навантаження

Сили характеризується осьовою координатою (відстанню від початку вала), напрямком і величиною. Силу можна задати двома способами. В одному випадку вводиться модуль сили й кут, що становить напрямок лінії дії сили з вертикаллю; ці параметри вводяться в полях Модуль і Кут. У другому випадку задаються горизонтальна й вертикальна проекції сили в полях Вертикальна й Горизонтальна. Перемикання між способами завдання сили виробляється за допомогою радіо-кнопок Модуль і Проекції. Можливо також завдання ідентифікатора сили, що складається з назви й індексу, які вводяться у відповідних полях.

Для розміщення *опори* необхідно вибрати команду *Задати/Опора*, що перемикає редактор у режим малювання опор (рис.5.5). Присохлий мишею в тій крапці, де повинна бути встановлена опора, можливий контроль значення осьової координати в інформаційній панелі.

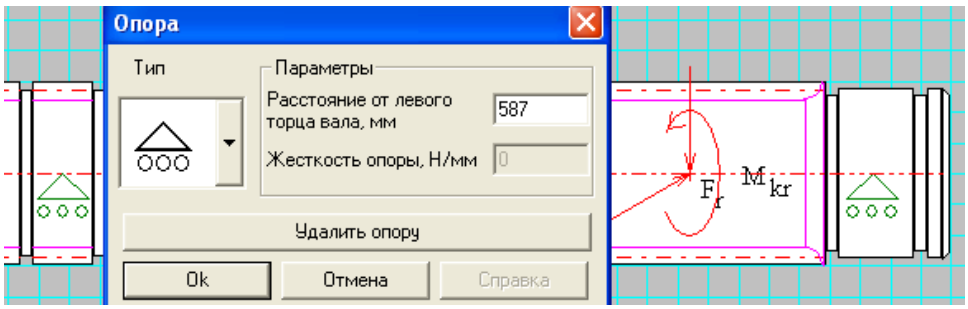


Рис.5.5. Завдання опори вала

На екрані з'явиться діалогове вікно, у якому можна вибрати тип опори й уточнити параметри.

Перевагою модуля *APM Shaft* є повсюдне використання баз даних конструктивних елементів (шліци, шпонки, канавки й ін.), а також бази даних різноманітних матеріалів (рис.5.6).

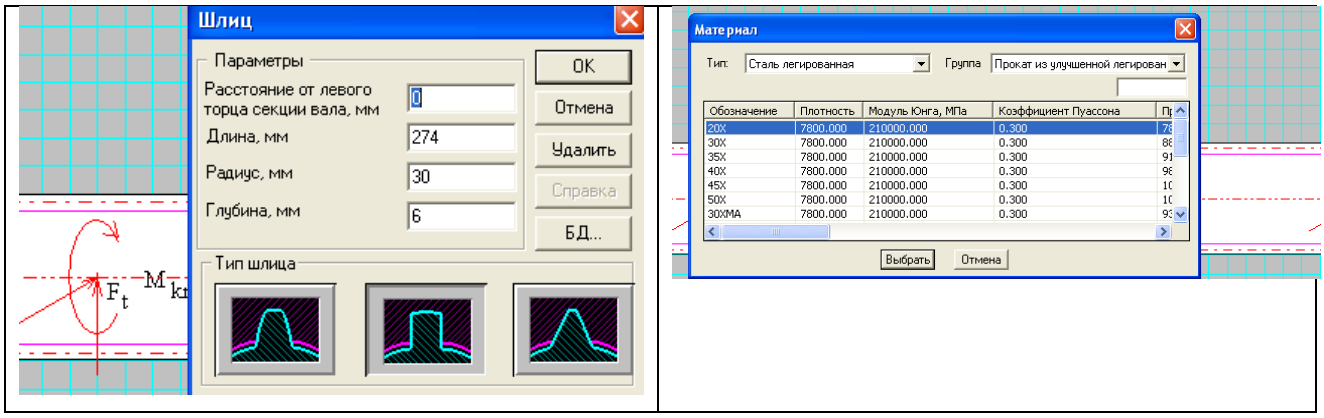


Рис. 5.6. Бази даних модуля APM Shaft

З використанням вищерозглянутого інструментарію модуля *APM Shaft* здійснимо проектування вихідного вала коробки швидкостей ГКФ - верстата на базі моделі 6М82. Результати розрахунку вала IV (рис.5.1) у модулі *APM Shaft* системи «*APM WinMachine*» представлені на рис. 5.7.

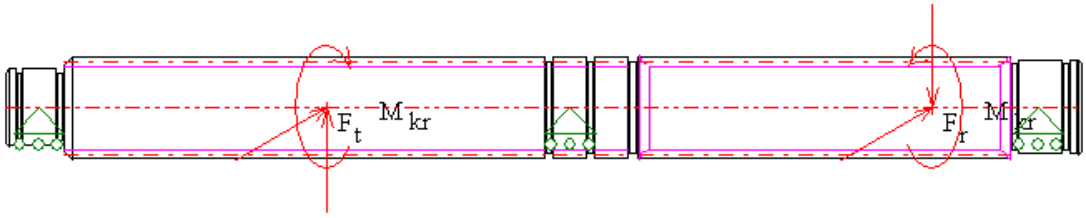


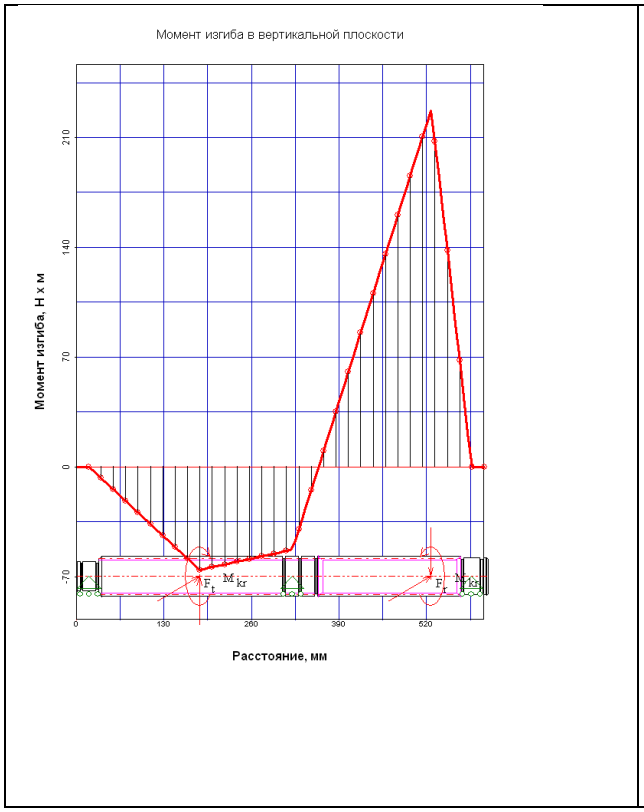
Рис.5.7. Конструктивна схема вала в модулі *APM Shaft*

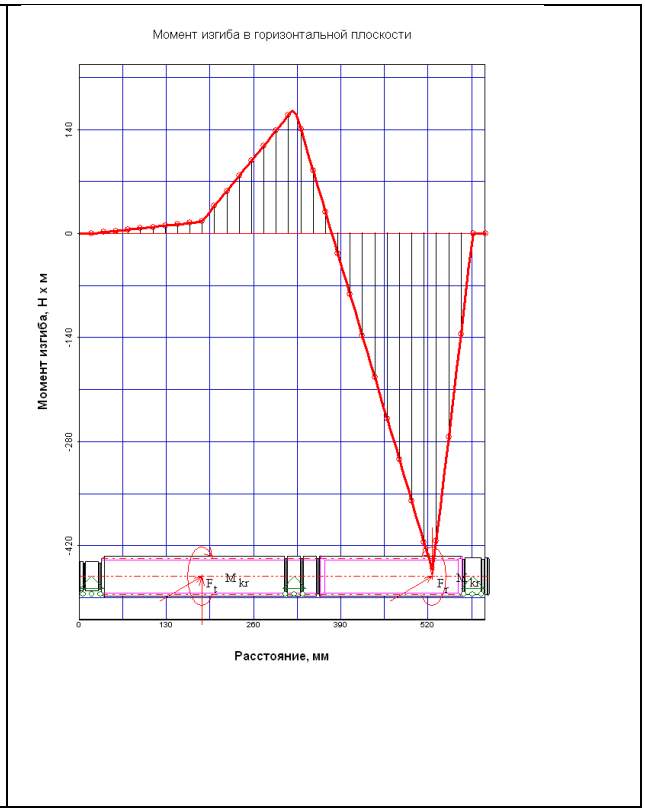
N	Відстань від лівого кінця вала, мм	Модуль, Н	Кут, град
0	183.00	1127.93	64.03
1	527.00	11793.60	116.00

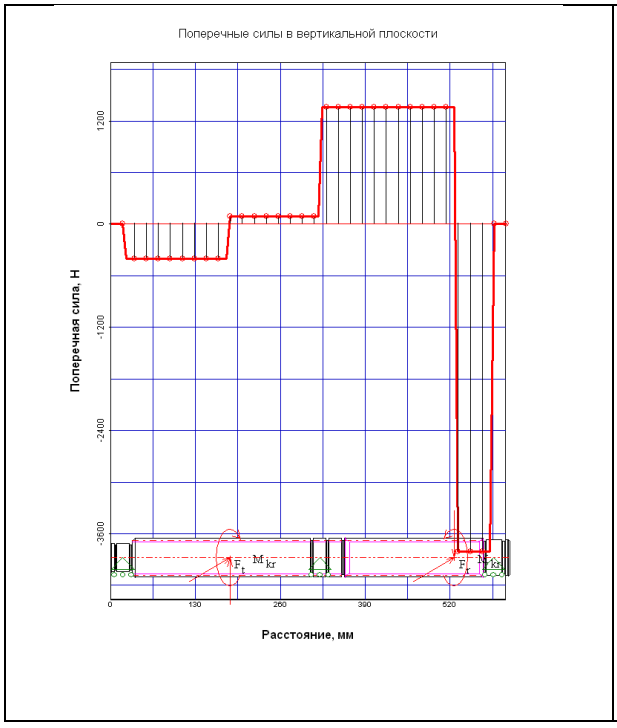
N	Відстань від лівого кінця вала, мм	Значення, Нхм
0	183.00	-69.68
1	527.00	69.68

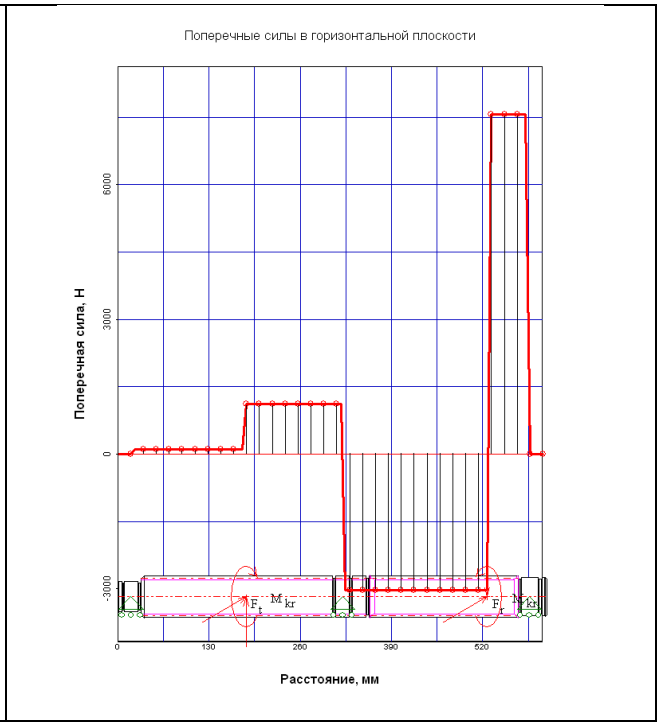
N	Відстань від лівого кінця вала, мм	Реакція верт., Н	Реакція гориз., Н	Реакція осьова, Н	Модуль, Н	Кут, град
0	19.00	-400.57	96.25	0.00	411.97	-76.49
1	321.00	1271.23	-4136.57	0.00	4327.50	162.92
2	587.00	3805.34	-7573.68	0.00	8475.92	153.32

Визначення реакцій в опорах у середовищі модуля *APM Shaft*

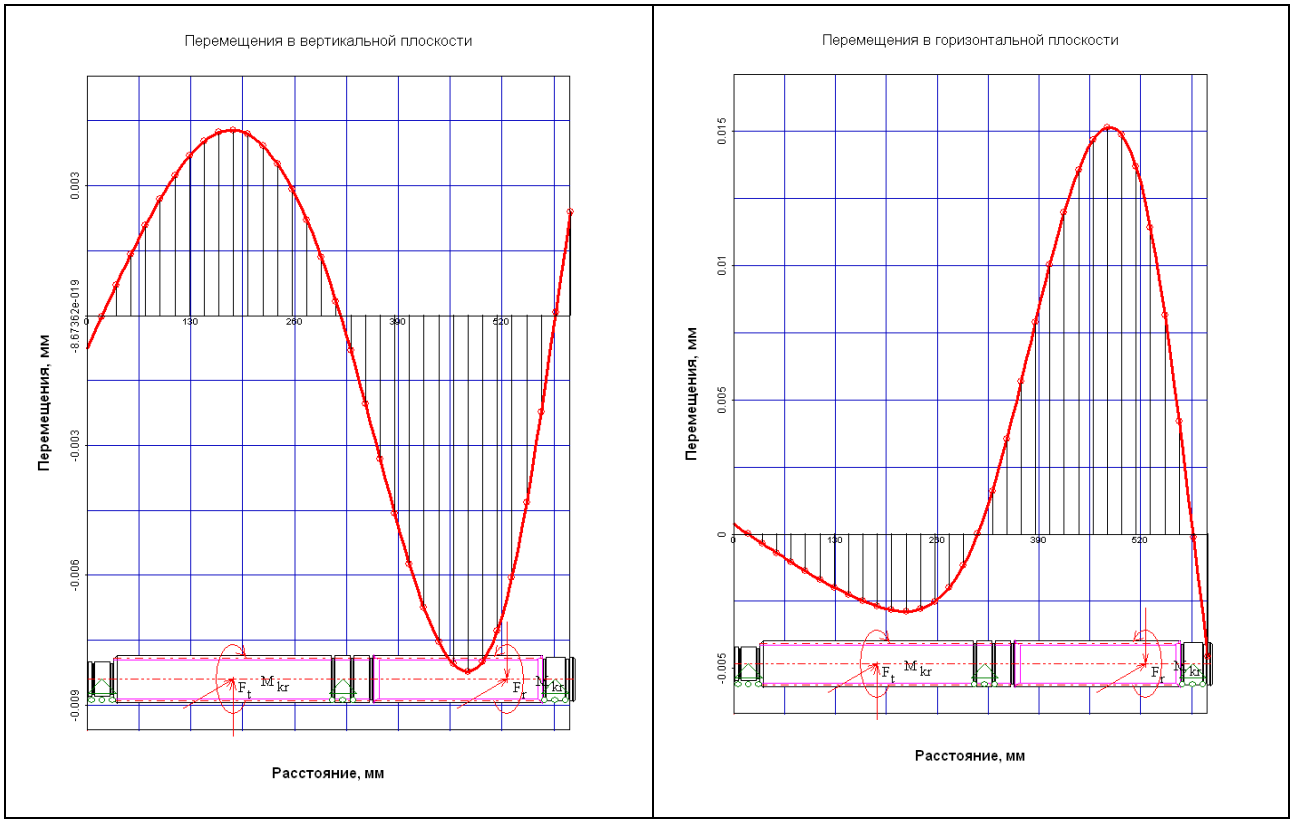


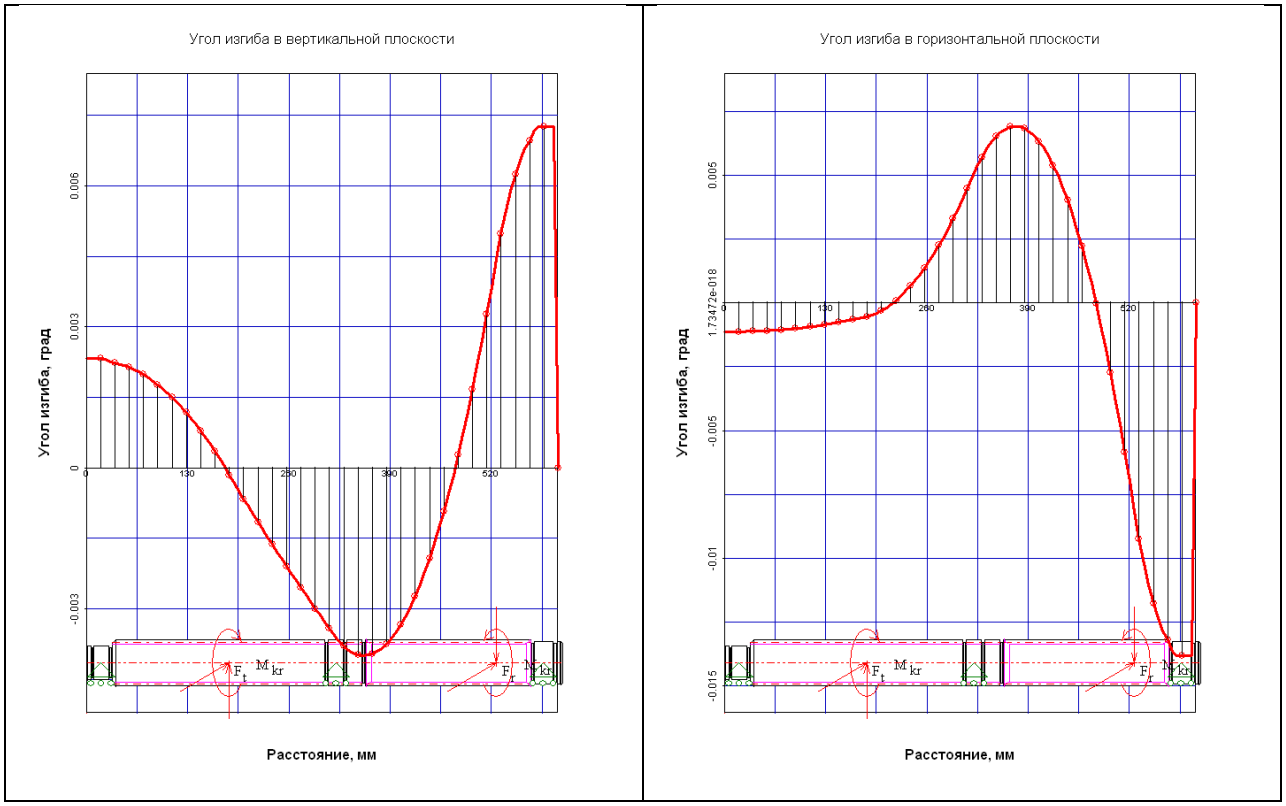




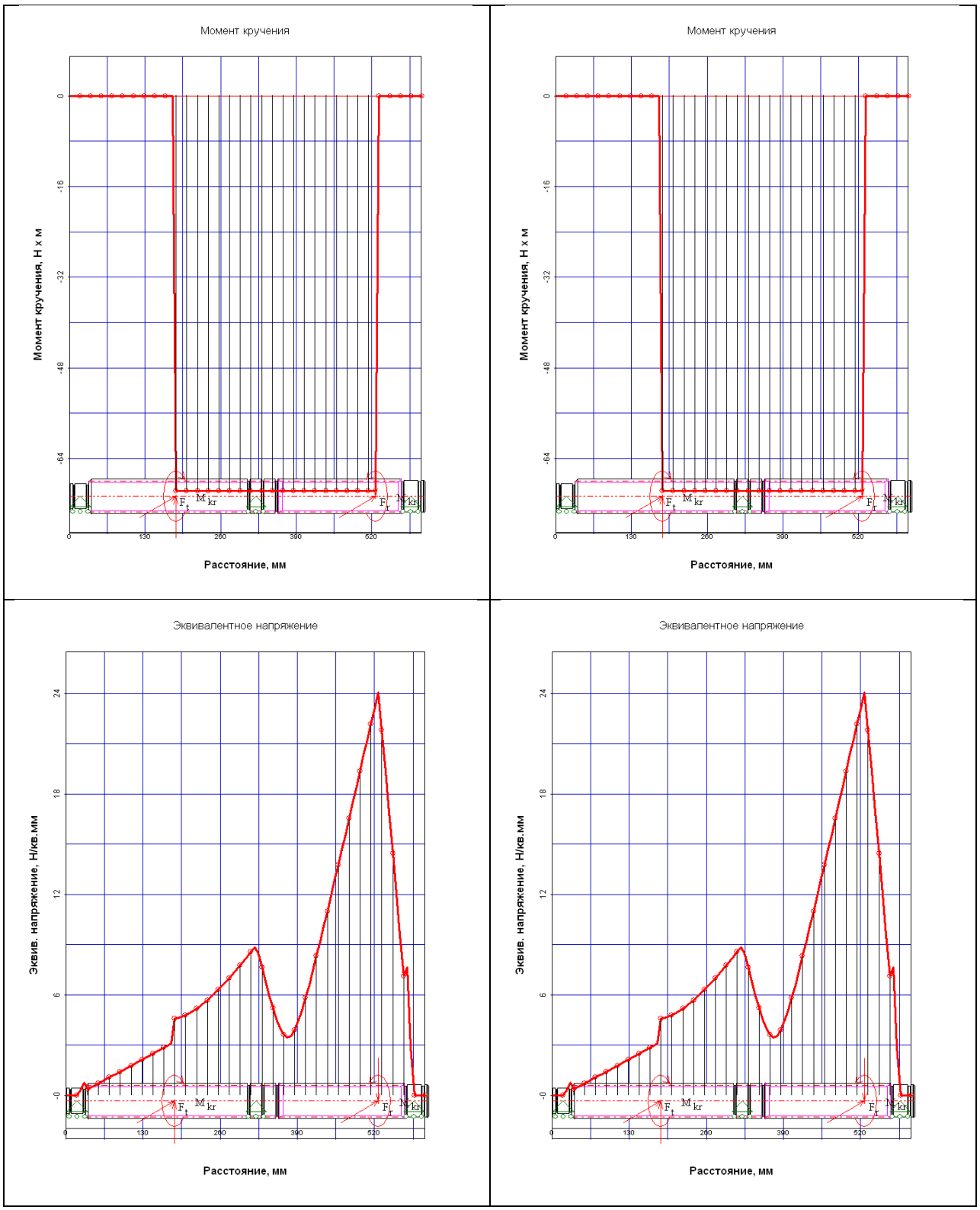


Епюри згинальних моментів і поперечних сил





Епюри переміщень і кутів вигину



Епюри напруг і коефіцієнтів запасу

Рис.5.7. Результати процесу проектування вала в модулі *APM Shaft*

5.3. Параметричне моделювання валів

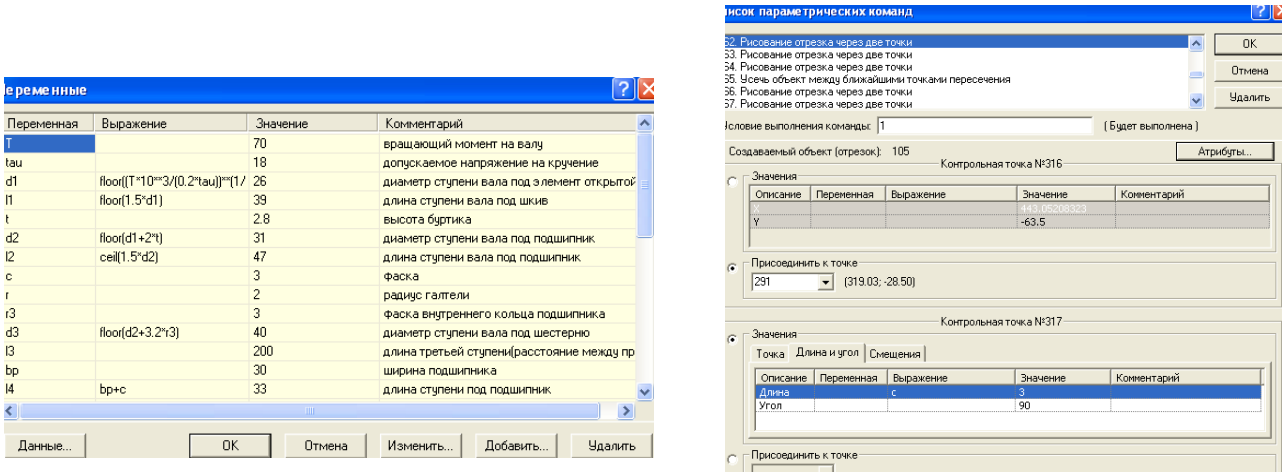
Для реалізації процедури параметричного моделювання застосовується САПР WinMachine [14, 15], призначена для виконання всього різноманіття розрахунків машин, механізмів і конструкцій і повноцінного інженерного аналізу створюваного встаткування з метою вибору його оптимальних параметрів.

Послідовність створення параметричної моделі включає наступні процедури:

1) Аналіз вихідних даних і поділ їх на вихідні й похідні. До числа вихідних даних ставляться потужність електродвигуна, що допускається напруга на крутіння й ін. До похідних можна віднести діаметри й довжини щаблів, розміри шпонкових з'єднань і шліцьових з'єднань ;

2) Уведення вхідних даних у діалогове вікно «Змінні» рис.5.8,а. Для вихідних даних задається тільки значення, а для похідних даних також і вираження, що є функцією вихідних і вже оголошених похідних даних;

3. Графічне завдання послідовності команд у вікні «Команди» (рис.5.8,б), що забезпечують побудову моделі вала або його фрагмента; У списку параметричних команд вказуються їхні параметри, задані в п. 2 або допоміжні змінні, створені в процесі побудови моделі;



а) б)

Рис.5.8. Діалогові вікна: а) «Змінні», б) «Команди»

3. Графічне завдання послідовності команд у вікні «Команди» (рис.5.8,б), що забезпечують побудову моделі вала або його фрагмента; У списку параметричних команд вказуються їхні параметри, задані в п. 2 або допоміжні змінні, створені в процесі побудови моделі;

4) Аналіз відповідності сформованої в такий спосіб моделі з необхідної й, при необхідності виправлення параметрів моделі, або зміна способу побудови всієї моделі або її частин.

Побудова параметричної моделі ступенів вала

Конструкція ступенів вала залежить від типу й розмірів установлених на них деталей (зубчастих коліс, підшипників, муфт, зірочок, шківів) і способів закріплення цих деталей в окружному й осьовому напрямках.

При побудові параметричної моделі ступеня вала (рис.5.9) використовується свій унікальний набір параметрів. У вікні редагування параметрів команди в заголовку вказується ім'я параметра, що редагується. У поле *Значення* вводиться число, якщо для даного параметра не потрібно вираження. У полі *Вираження* задається аналітичне або строкове вираження для даного параметра. При цьому вираження – є функція змінних, попередньо заданих у діалоговому вікні змінних, або допоміжних змінних, створених у процесі побудова моделі. Так для визначення значення довжини першого щабля l_1 (під відкриту передачу) використовується похідний параметр d_1 , що у свою чергу визначається через вихідні змінні (крутний момент T_1 і напруження, що, допускається на крутіння $[\tau]$. У поле *Коментар* можна вказати коментар для параметра.

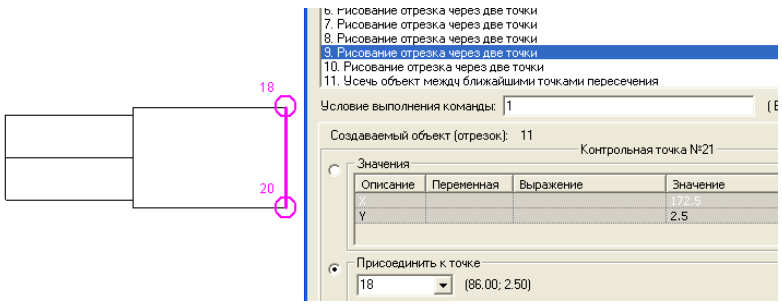


Рис.5.9. Фрагмент параметричної моделі щаблів вала

У результаті проведення процедур параметричного моделювання одержуємо параметричну модель східчастого вала металорізального верстата (рис.5.10).

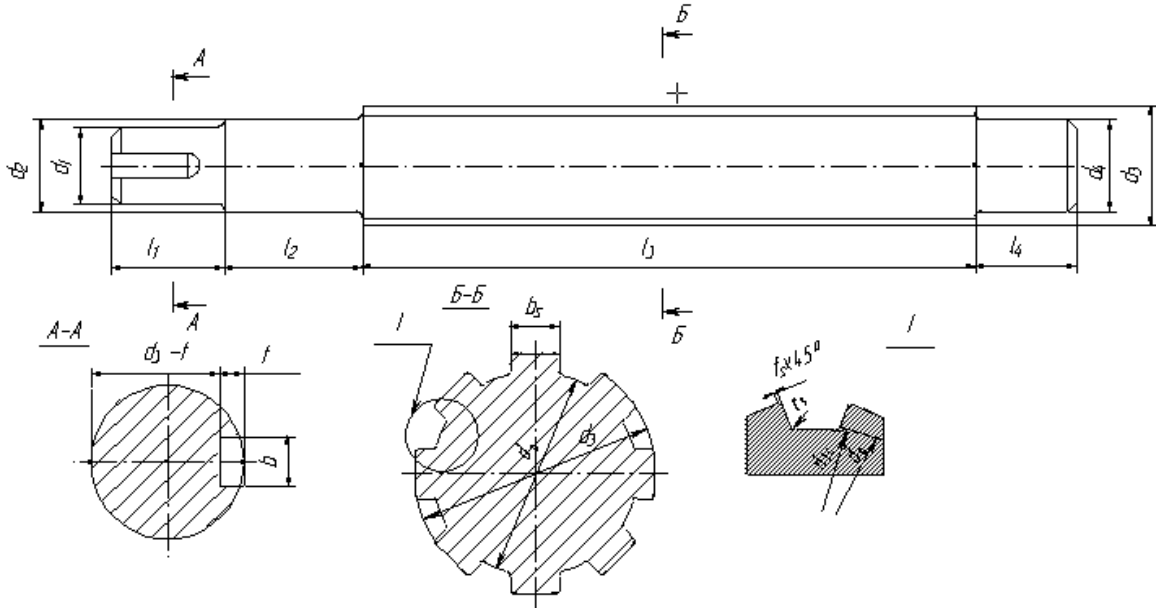


Рис.5.10. Параметрична модель східчастого вала

ВИСНОВОК

Компоновочне проектування, що здійснюється на ескізній стадії проектування верстата, закладає резерв якості й конкурентоспроможності майбутнього виробу.

Незважаючи на орієнтацію на традиційні рішення компонувань в практиці створення горизонтальних консольно-фрезерних верстатів є можливості поліпшення поперечних і поздовжніх компонувань. У цьому плані ефективним є апарат параметризації, що дозволяє створити параметричні моделі компонувань верстатів даного типу. При цьому з'являється можливість пошуку оптимальних рішень за критерієм піддатливості, або за критерієм мінімального наведеного навантаження на передню опору шпинделя.

Запропоновано варіант поперечного компонування ГКФ - верстатів, що підвищить працездатність майбутньої конструкції. Інструмент параметризації є потужним засобом створення нових рішень, щодо компонувань.

У результаті досліджень конструкції вихідного вала ГКФ - верстата на базі моделі 6М82 отримані наступні результати:

- проведений комплексний розрахунок вихідного вала коробки швидкостей у середовищі АРМ WinMachine.

- побудовані параметричні моделі в модулі АРМ Graph вихідного вала й шліцьового з'єднання, що забезпечують значне скорочення часу проектування цілої серії валів ГКФ - верстатів;

- розроблені твердотільні моделі в модулі АРМ Sudio, на основі яких реалізується процедура оцінки пружно-деформованого стану методом кінцевих елементів;

- широко використані модулі САПР АРМ WinMachine, що забезпечують підвищення технічного рівня прийнятих проектних рішень.

Вибір конструкції шпиндельного вузла є однієї з відповідальних етапів проектування верстата. Основним критерієм оцінки ефективності конструкції цього формотворного вузла є жорсткість. Проектні рішення за критерієм

жорсткості задовольняють практично повсюдно й іншим критеріям, зокрема критерію міцності.

Проведено комплексний аналіз шпиндельного вузла за критерієм жорсткості. Як математичний метод обраний метод початкових параметрів у матричній постановці, що забезпечує й уточнений розрахунок вузла й побудову математичних моделей. Реалізовано програму розрахунку шпинделя в програмному середовищі Maple з використанням символьної математики. Це дозволяє формувати моделі залежності від частоти коливань як геометричних початкових параметрів (переміщення й кут повороту), так і енергетичних (сили й моменти). Особливістю цього дослідження на жорсткість є облік кутової піддатливості опор, що уточнює характер поводження шпинделя під дією різних навантажень.

Перспективним є розрахунок пружно-деформованого стану шпиндельного вузла як стрижневої системи з використанням методу кінцевих елементів. Такий розрахунок реалізований у даній магістерській роботі в середовищі модуля APM Structure 3D. Це дозволяє розрахувати величини напруг і деформацій у будь-якій крапці конструкції, як з обліком зовнішнього навантаження, так і з урахуванням власної ваги кожного з елементів. Точність розрахунку підвищується за рахунок введення в розрахункові схеми концентраторів напруг.

Аналіз отриманих результатів дозволяє вибрати найкращі конструктивні рішення, працюючи з різними навантаженями і їхніми комбінаціями. При цьому з'являється можливість проектувати конструкції близькі до рівноміцних за критеріями міцності, жорсткості й віброустікості

ЛІТЕРАТУРА

1. Аверьянов О.И., Аверьянова И.О., Толмачев С.А. Компоновки металлорежущих станков: Учебное пособие. – М.: МГИУ, 2007. – 168 с.

2. Проектирование и расчет металлорежущих станков на ЭВМ: Учебное пособие для вузов/О.В. Таратынов, О.И. Аверьянов, В.В. Клепиков и др. – М.: МГИУ,2002. – 384 с.

3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник-учебник в 3-х т. Т.1. Проектирование станков/А.С.Проников и др.- М: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994.- 444с.

4. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.

5. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE). – СПб: Питер, 2004. – 560 с.

6. Справочник инструментальщика/ И.А. Ординарцев, Г.В. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.- Л.: Машиностроение, 1987.-846 с.

7. Справочник технолога-машиностроителя в 2-х томах. Т.2/Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1986. – 496 с.

8. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов/Под ред. В.Э.Пуша. – М.: Машиностроение. - 1986.- 586 с.

9. Грановский Г. М. Резание металлов. - М.: Высш. шк. - 1986. – 394 с.

10. Проников А.С. Программный метод испытания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1985. – 288 с.

11. Бушуев В.В. Основы конструирования станков.-М.: Станкин.-1992.-520 с.

12. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин.- М.: Изд-во АПМ, 2005.– 472 с.

13. Фомин Е.П. Использование параметрических возможностей КОМПАС - 3D/САПР и графика, 2007. - №10. – с.70 – 74.

14. Шелофаст В.В., Чугунова Т.Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. – М.: Изд-во АПМ, 2004.- 240 с.

15. Замрий А.А. Практический учебный курс CAD/CAE APM WinMachine. Учебно-методическое пособие. – М.: Изд-во АПМ, 2007.– 144 с.

16. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
17. Иванов М.Н. Детали машин
18. Кроль О.С., Шевченко С.В., Синдеева Е.В., Покинтелица Н.И. Проектирование валов и опор металлорежущих станков с помощью системы WinMachine. Учебное пособие, ISBN 966-590-607-0/ Луганск: Изд-во СНУ им. В. Даля, 2006. – 148 с.
19. Шевченко С. В. Детали машин. Расчёты, конструирование, задачи: Учебное пособие. – К.: Кондор, 2008. - 492 с.
20. Кроль О.С., Шевченко С.В., Сіндєєва О.В., Покінтелиця М.І. Проектування механічних передач металорізальних верстатів за допомогою системи WinMachine. Навчальний посібник, ISBN 978 – 966 – 590 – 652 – 0 / Луганськ: Вид-во СНУ ім.. В. Даля, 2007. – 200с.
21. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде АРМ Structure3D. - М.: Изд-во АПМ, 2006.-288 с.
22. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков/ А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В.Бушуев и др.; Под общ.ред. А.С. Проникова.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана: Машиностроение, 1995.- 371 с.
23. Ивович В. А. Переходные матрицы в динамике упругих систем.- М.: Машиностроение, 1969 .- 200 с.
24. Пономарев К.К. Расчет элементов конструкций с применением ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1972.- 424 с.
25. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.