

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

До захисту допущено

(підпис) (ініціали, прізвище)
“ ”
_____.

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

з напрямку підготовки **6.050503 «Машинобудування»**
(код і назва)

на тему **Підвищення конкурентоспроможності токарних
напівавтоматів з ЧПК**

Виконав студент групи

IV курсу, групи МВ-51

Матусяк Олександр Едуардович

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Керівник проекту

к.т.н., доцент, Верба І.І.

(вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

КОНСУЛЬТАНТИ:

РЕЦЕНЗЕНТ:

(посада, наукова ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2019 року

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	1	
2	A4	МВ-5116.ДПБ.00.000 ПЗ	Пояснювальна записка	75	
3	A1	МВ-5116.ДПБ 01.000 ЗВ	Загальний вигляд	1	
4	A1	МВ-5116.ДПБ 02.000 КЗ	Напрямки підвищення конкурентоспроможності	1	
5	A1	МВ-5116.ДПБ 03.000 КЗ	Аналітично-інформаційне дослідження	1	
6	A1	МВ-5116.ДПБ 04.000 КЗ	Кінематична схема	1	
7	A0	МВ-5116.ДПБ 05.000 СК	Розгортка ПГР	1	
8	A1	МВ-5116.ДПБ 06.000 КЗ	Програмування в системі HEIDENHAIN	1	
9	A1	МВ-5116.ДПБ 07.000	Робочі креслення	3	

				МВ-5116.ДПБ 00.000.00		
	ПБ	Підп.	Дата			
Розробн.	Матусяк			Відомість дипломного проекту	Лист 1	Листів 1
Керівн.	Верба І.І.					
Консульт.					КП ім. Ігоря Сікорського Каф. КВМ Гр. МВ-51	
Н/контр.						
Зав.каф.						

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему:

Підвищення конкурентоспроможності токарних напівавтоматів з ЧПК

Київ – 2019 року

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти _____ перший (бакалаврський) _____

Напрямок підготовки _____ **6.050503 «Машинобудування»** _____
(код і назва)

Назва програми професійного

спрямування _____ **«Металорізальні верстати та системи»** _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ
Матусяку Олександрю Едуардовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Підвищення конкурентоспроможності токарних напівавтоматів з ЧПК _____

керівник проекту _____ **Верба І.І., к.т.н., доцент.** _____

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

затверджені наказом по університету від **“22” травня 2019 року № 1326-с**

2. Термін подання студентом проекту: 11 червня 2019 року _____

3. Вихідні дані до проекту: Технічна документація базового верстата моделі 1740ПФ3. Мета проектування – підвищення конкурентоспроможності. Написати програму обробки на верстаті з ЧПК; Матеріал деталі – Сталь 45; Виробництво – дрібносерійне.

4. Зміст пояснювальної записки: Вступ. Опис та технічні характеристики базового верстата. Визначення показників конкурентоспроможності. Обґрунтування характеристик верстата за результатами порівняльного аналізу верстатів-аналогів різних виробників. Кінематичні та конструкторські розрахунки ПГР. Обґрунтування компоновки шпиндельного

вузла. Написання програми обробки на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN».

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень, плакатів, презентацій тощо): 1) Загальний вигляд та показники конкурентоспроможності; 2) Підвищення конкурентоспроможності; 3) Аналітично-інформаційне дослідження; 4) Кінематична схема; 5) Розгортка ПГР; 6) Програмування в системі HEIDENHAIN; 7) Робочі креслення _____

6. Консультанти розділів проекту

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

7. Дата видачі завдання _____ 12 березня 2019 року _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
	Шляхи підвищення конкурентоспроможності	12.03-26.03	
	Кінематичні розрахунки	27.03-16.04	
	Конструкторські розрахунки	17.04-30.04	
	Розрахунок шпиндельного вузла	01.05-21.05	
	Програма обробки на верстаті з ЧПК	22.05-28.05	
	Оформлення проекту	29.05-11.06	

Студент _____ **Матусяк О.Е.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ **Верба І.І.**

Зміст

Вступ	3
1. Базовий верстат	6
1.1 Токарний патронно-центровий напівавтомат з ЧПК	6
1.2 Довідкова інформація	7
1.3 Компоновка верстату	10
1.4 Складові верстата	12
2. Напрямки підвищення конкурентоспроможності	19
2.1 Параметри конкурентоспроможності	19
2.2 Аналітично-інформаційне дослідження верстатів аналогів	20
2.3 Електродвигун	32
3. Розрахунок ПГР	33
3.1 Визначення структурної формули	33
3.2 Побудова структурної сітки	35
3.3 Графік частот	37
3.4 Кінематичні параметри ПГР	39
4. Конструкторський розрахунок ПГР	40
4.1 Проектний розрахунок зубчастих передач	40
4.1.1 Вибір матеріалів і термообробки	40
4.1.2 Допустимі напруження	40
4.1.3 Визначення розмірів передач і зубчастих коліс	42
4.1.4 Перевірочний розрахунок	43
4.2 Розрахунок валів ПГР	45
4.2.1 Розрахунок на втомну міцність	45
4.2.2 Розрахунок на статичну міцність	47
4.3 Розрахунок підшипників	48
4.4 Шпонкове з'єднання	51

					<i>І А-5116.АІА.00.000 ІС</i>		
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат			
Розроб.		Матусяк ІА			Підвищення конкуренто- спроможності токарних напівавтоматів з ЧПК		
Перевір.		Верба ??					
					КПІ ім. Ігоря Сікорського, ММІ, КВМ, МВ-51		
Н. Контр.							
Затверд.							
					Літера	Аркуш	Аркушів
						1	75

4.5 Шліцьове з'єднання	52
5. Розрахунок шпиндельного вузла	55
5.1 Обґрунтування компоновки шпиндельного вузла	55
5.2 Розрахунок шпиндельного вузла на точність і жорсткість	58
6. Програмування на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN»	61
6.1 Вихідні дані та режими різання	61
6.2 Складання програми обробки	63
Висновки	69
Перелік посилань	70
Додатки	72

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		2

Вступ

Сучасному вітчизняному й світовому машинобудуванню властиве постійне вдосконалення конструкції через збільшення номенклатури виробів, що випускаються, і часті зміни об'єктів виробництва, а також вимог скорочення строків освоєння нової продукції в умовах забезпечення високої продуктивності та точності обробки.

Рівень машинобудування багато в чому визначає якість і кількість виробів, що випускаються всіма галузями, які забезпечують функціонування ринкової економіки. Тому ефективному розвитку машинобудування приділяється значна увага.

Особливо вплинув на сучасне машинобудування розвиток обчислювальної техніки, що посприяв створенню гнучких виробничих систем. Сформовані на основі керуючих обчислювальних машин і верстатів із числовим програмним керуванням, а також промислових роботів, подібні комплекси міцно увійшли в структуру устаткування сучасних машинобудівних заводів.

Гнучкі виробничі системи впроваджувалися ще в СРСР. Однак їхнє використання було не дуже ефективним, що поряд з розвалом соціалістичної економіки не дало прикладів широкого впровадження. Крім того, що це було пов'язане з високою вартістю устаткування й обчислювальної техніки, у країні також були відсутні надійні засоби контролю й діагностики, а також недостатньою конкурентоспроможністю між реальною економією від підвищення продуктивності праці й обсягом випуску продукції.

Перебудова машинобудівного виробництва України призвела до різкого зниження виробництва верстатів із числовим програмним керуванням і засобів автоматизації машинобудування. Однак розвиток мережі малих підприємств, нездатних купувати високовартісне автоматизоване технологічне оснащення, призвело до необхідності проводити модернізацію устаткування, у тому числі, з ЧПК.

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

У цих умовах необхідний новий підхід, що відповідає сучасним вимогам, здатний забезпечити підвищення продуктивності праці при номенклатурі виробів, що постійно змінюються за невеликих інвестицій.

Сьогодні необхідно створювати засоби механізації й вдосконалювати нове технологічне оснащення, які вирішують задачу модернізації існуючого обладнання. Особливо доцільним є забезпечення розширення технологічних можливостей верстатів. Розширення технологічних можливостей верстатів досягається не лише вдосконаленням самих верстатів, збільшенням їхньої надійності, швидкохідності, точності та інших показників працездатності верстатів, а й використанням різних додаткових пристосувань для розширення технологічних і функціональних можливостей, використанням нового ефективнішого різального інструменту. Такі вдосконалення дозволяють підвищити якість роботи верстатів за рахунок збільшення автоматизації виробництва (скоротити часові затримки, спростити виконання поставлених задач для персоналу), а також такий підхід є економічно доцільним, оскільки дозволяє ефективніше використовувати наявне устаткування без придбання нового.

Пропонований високий рівень автоматизації може бути досягнений у звичайних виробничих умовах, причому це забезпечується за порівняно невеликих витрат перетворення верстата у верстатний комплекс, який виконує значно більшу кількість різноманітних видів робіт в порівнянні зі звичайним навіть універсальним обладнанням.

Такі модернізації корисні підприємствам малого й середнього бізнесу, тому що дозволяють їм мати у своїй структурі мінімальну кількість верстатів при досить великій кількості виконуваних ними видів обробки.

Метою роботи є розширення кінематичних характеристик токарного полуавтомата з метою підвищення режимів різання, невласливої даному обладнанню у стандартному виконанні, виключити потребу у доробці на іншому обладнанні, тобто знову ж таки зменшити витрати часу. Базовий верстат — патронно-центровий верстат напівавтомат з ЧПК моделі 1740РФЗ.

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

Для досягнення поставленої мети потрібно модернізувати базовий верстат за рахунок підвищення максимальної частоти обертання шпинделя до 3150 об/хв, таким чином забезпечити розширення діапазону регулювання з 100 до 3150, дати можливість обробки легких сплавів та використанню сучасних високопродуктивних інструментів.

					І Â-5116.ÄÏÁ.00.000 ÌÇ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

1. Базовий верстат

1.1 Токарний патронно-центровий напівавтомат з ЧПК

Напівавтомат призначений для чорнової та чистової токарної обробки в патроні або в центрах деталей складної конфігурації з великою кількістю технологічних переходів в умовах різних видів виробництв. На верстаті можна виконувати обробку: обточування циліндричних, конічних, сферичних і фасонних поверхонь, галтелей, фасок, підрізання торців, нарізання різьби різцем, прорізання різних канавок, свердління, розгортання центральних отворів, розточування та інші операції. Загальний вигляд верстата наведений на рис. 1.1. Галузь застосування верстата – серійне та крупносерійне виробництво. Клас точності верстата – Н за ГОСТ 8-77, шорсткість оброблюваної поверхні $R_a - 2,5 \mu\text{m}$. Верстат може бути оснащений системою 2У32-61, CNC-H-645 або NC-210, в залежності від опцій та побажань замовника.

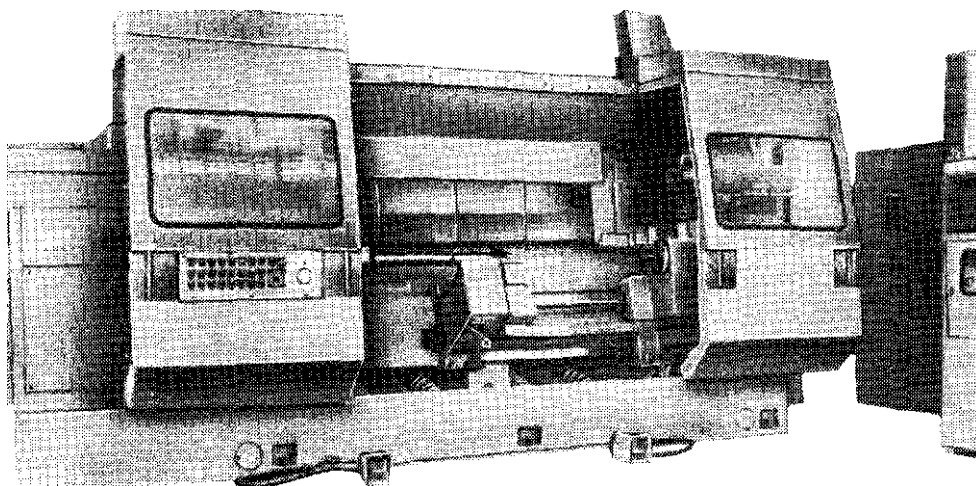


Рис. 1.1 – Загальний вид

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

1.2 Довідкова інформація

Показники верстату наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

1. Найменування параметра й розміру	2. Величина
1. Найбільший діаметр виробу, мм:	
- Оброблюваного над станиною	630
- Оброблюваного над супортом	400
2. Найбільша довжина виробу, оброблюваного в центрах, мм	1400; 2000
3. Найбільша маса оброблюваного виробу, кг	1500
4. Найбільший діаметр свердління в центрі виробу, мм	40
5. Діаметр отвору в шпинделі шпиндельної бабки, мм	72
6. Відстань від основи до осі центрів, мм	1160
7. Переріз встановлюваних різців, мм	32×32
8. Частота обертання шпинделя, об/хв	16—1600
9. Найбільше переміщення супорта, мм:	
- В повздовжньому напрямленні	1440; 2026
- В поперечному напрямленні	385
10. Найбільше переміщення пінолі задньої бабки, мм	200
11. Робоча подача супорта, мм/хв:	
- В повздовжньому напрямленні	0,01—10000
- В поперечному напрямленні	0,01—10000
12. Система програмного управління	Контурна зі зворотнім зв'язком
13. Дискретність переміщення супорта, мм:	
- В повздовжньому напрямленні	0,001
- В поперечному напрямленні	0,001
14. Програмний носій	восьмидоріжкова перфострічка
15. Ширина стрічки, мм	25,4
16. Система кодування інформації	Код ISO
17. Зчитування програми	фотоелектричне

Показники електроустаткування наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

Найменування параметра й розміру	Величина
1. Вид струму електромережі	Змінний, трифазний
2. Частота струму, Гц	50
3. Напруга, В	380
4. Напруга ланцюгів керування, В:	
- змінного струму	220; 110
- постійного струму	24
5. Напруга ланцюга місцевого освітлення, В	24
6. Тип автомата на вводі	A37225
7. Номінальний струм розчеплювачів ввідного автомата, А	250
8. Електродвигуни:	
а). Головного привода:	
- Тип	2ПФ.250ЛГУ4
- Потужність, кВт	30
- Частота обертання, об/хв	160—2500
б). Привода поздовжньої подачі супорта:	
- Тип	ПБВ132ЛГУ3
- Потужність, кВт	5,5
- Частота обертання, об/хв	До 1000
в). Привода поперечної подачі супорта:	
- Тип	ПБВ132МГУ3
- Потужність, кВт	4
- Частота обертання, об/хв	До 1000
г). Насоса охолодження:	
- Тип	ПА-45
- Потужність, кВт	0,15
- Частота обертання, об/хв	2800
д). Станції змащення:	
- Тип	4A71B6У3
- Потужність, кВт	0,55
- Частота обертання, об/хв	1000
е). Імпульсного змащення:	
- Тип	АОЛ-22-4
- Потужність, кВт	0,4
- Частота обертання, об/хв	1400
ж). Привода транспортера стружки:	
- Тип	4A80A4У3, вик. М301

- Потужність, кВт	1,1
- Частота обертання, об/хв	1500
3). Привода гідростанції	
- Тип	АО2-42-6
- Потужність, кВт	4
- Частота обертання, об/хв	1000
9. Гідро оснащення:	
- Тип насоса	Г12-23А
- Продуктивність, л/хв	25
- Робочий тиск, бар	64
- Кількість масла в гідросистемі, л	100
- Марка масла	Турбінне Т22 ГОСТ 32-74
10. Система змащення:	
Насос циркуляційного змащення:	
Тип	Г12-22
Продуктивність, л/хв	18
Об'єм масла в системі, л	138
Марка масла	Індустріальне 20
Насос імпульсного змащення:	
Тип	Г12-41А
Продуктивність, л/хв	5
Об'єм масла в системі, л	10
Габарит верстата без виносного	4930; 5530×2310×3050
устаткування, мм	11600; 13100
Маса верстата без виносного устаткування, кг	

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1.3 Компонівка верстату

Компівовка верстату наведена на рис. 1.3. Верстат складається зі станини 1 та бази 2. По напрямних може переміщатися револьверний супорт 3. Ліворуч та праворуч від напрямних розташовані шпиндельна бабка 4 та задня бабка 5. Робочий простір верстату огорожений захисним екраном 6. На супорті закріплена револьверна головка 7. Під нею на напрямних задньої бабки розташований люнет 8. Окрема шафа з пристроєм ЧПК 9 розташована поруч з верстатом.

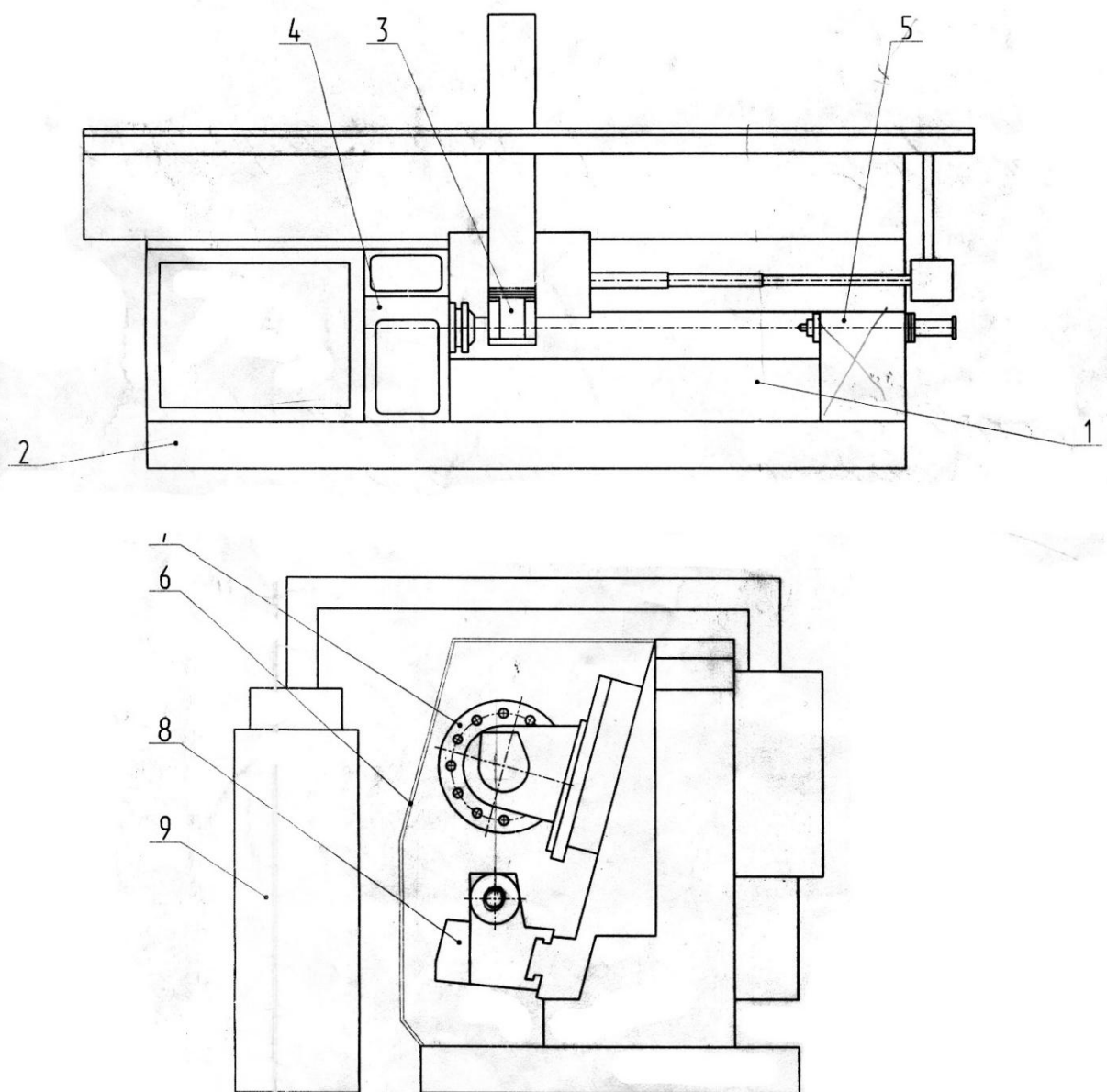


Рис. 1.3 – Компівовка верстату

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ІА-5116.АІА.00.000 ІС

Арк.
10

[illegible]

Рис. 1.4 – Робочий простір

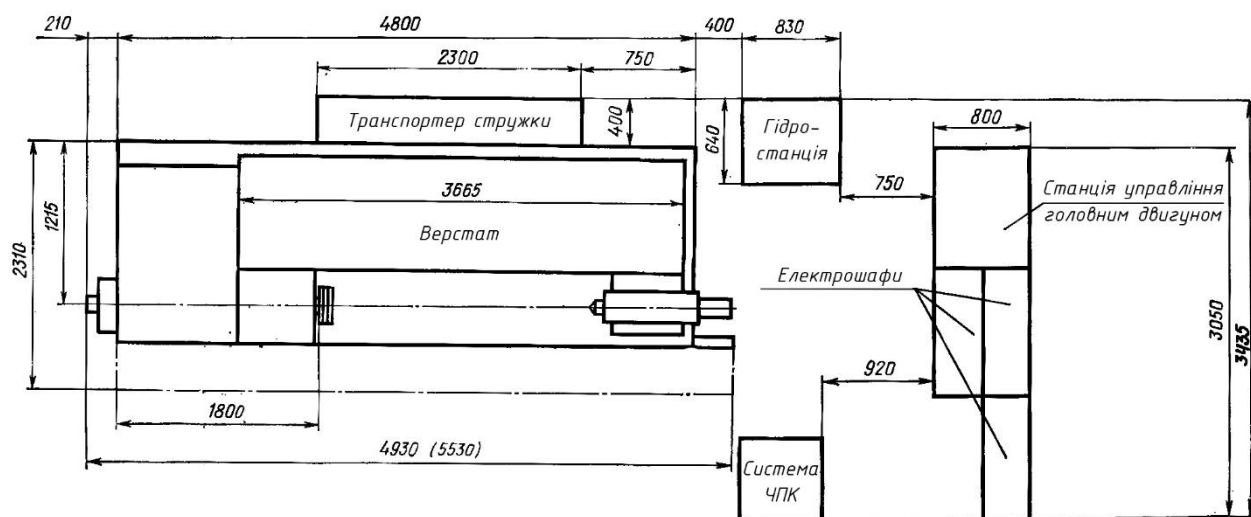


Рис. 1.5 – Верстат і його устаткування

1.4 Складові верстата

Характерною особливістю даного верстата є висока потужність електродвигуна головного руху ($P_n = 30\text{кВт}$), яка дозволяє виконувати як чорнову токарну обробку заготовок з великим припуском (поковок та круглого прокату), так і чистову з високим ступенем точності і гарними параметрами шорсткості поверхні.

Переміщення супорта по координатним осям X і Z здійснюється за допомогою шарики-гвинтових пар, які приводяться в рух від високомоментних електродвигунів постійного струму. З ходовими гвинтами з'єднані датчики руху типу револьвера.

Супорт оснащений 12ти-позиційною револьверною головкою, яка приводиться в рух гідромотором. Через понижуючу зубчасту передачу і мальтійський механізм. Затиск і розтиск револьверної головки здійснюється гідроциліндром. На штоці гідроциліндра встановлена поворотна планшайба, яка затискається при затиску до торцевої зубчатої муфти.

Задня бабка встановлена на нижніх направляючих станини. Люнет автоматично переміщується від гідромотора через електромагнітну муфту та гвинтову передачу. Піноль задньої бабки переміщується в розточці корпусу за допомогою гідроциліндра.

Люнет, який призначений для підтримки обробленої заготовки, встановлений на каретці, яка може переміщуватись через передачу гвинт-гайка через електромагнітну муфту від гідромотора. Підтримка заготовки в люнеті здійснюється трьома роликами, два з яких встановлюються на верхніх кінцях бокових важелів, а один — на нижньому центральному важелі. Висування важелів люнета здійснюється гідроциліндром.

Для видалення стружки верстат оснащений двома шнековими конвеєрами.

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Централізована подача масла до вузлів верстата забезпечується станціями змащування. Від окремого електронасоса здійснюється подача СОЖ до кожного інструмента, встановленого в револьверній головці.

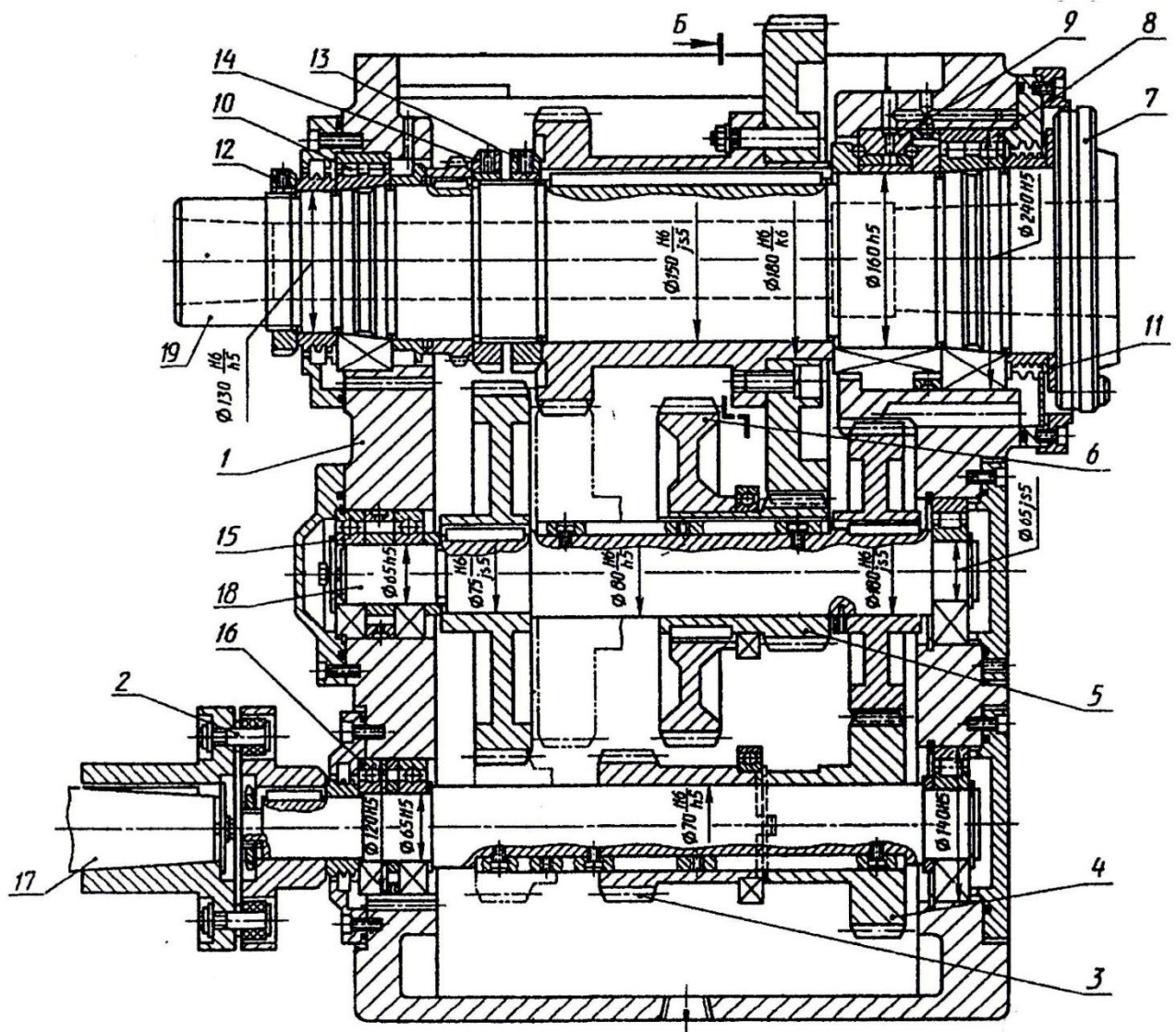


Рис. 1.6 – Шпиндельна бабка

Конструкція шпиндельної коробки верстата моделі 1740рф3 зображена на рис. 1.6. Шпиндельна коробка — трьохшальова з литим чавунним корпусом 1. Вхідний вал 17 отримує обертання через пружну втулково-пальцеву муфту 2 безпосередньо від електродвигуна постійного струму. На валах 17 і 18 встановлені

два рухомих зубчатих блока з шестернями 3, 4 і колесами 5, 6, комбінація вмикання яких дозволяє отримати на шпинделі 7 (вал 19) чотири діапазони частот обертання. Права опора шпинделя представляє собою комбінацію двохрядного радіального роликового підшипника 8 з радіально-упорним двохрядним шарикопідшипником 9, а опора виконана в вигляді двохрядного радіального роликопідшипника 10. Регулювання радіального зазору лівого роликопідшипника здійснюється підгонкою компенсатора 11, а правого — гайками 12 і 13. Натяг правої опори шпинделя регулюється гайкою 14. Монтаж і демонтаж роликопідшипників 8 і 10 виконується при подачі масла під тиском в спеціальні отвори шпинделя.

На лівому торці шпинделя через перехідний фланець кріпиться гідроциліндр 15 затиску патрона.

На задньому торці шпиндельної коробки встановлений датчик нарізання різьби, який забезпечує синхронізацію частоти обертання шпинделя і подачі супорта. В середині корпусу розміщений механізм 17 автоматичного перемикання діапазонів частот обертання шпинделя.

На рис. 1.7 показана конструкція 12ти-позиційної револьверної головки, корпус 1 якої кріпиться на поперечній каретці 2 супорта.

На корпусі 1 і поворотній планшайбі 3 закріплені торцеві зубчаті напівмуфти 4 і 5, які при зчепленні здійснюють базування і фіксацію планшайби. На планшайбі знаходяться дванадцять осьових отворів для встановлення циліндричних хвостовиків різцетримачів 6 з інструментом 7. Затиск різцетримачів здійснюється клином. В кожній позиції різцетримачів знаходиться канал для підведення охолодження. Затиск і розтиснення револьверної головки виконує гідроциліндр 8, на штоці 9 якого встановлена поворотна планшайба 3.

Привод повороту револьверної головки здійснюється від гідромотора 10 через зубчате колесо 11 з двома водилами 12, які при обертанні входять в пази мальтійського хреста 13, жорстко з'єднаного з валом 14. Мальтійський механізм повороту дозволяє здійснити обертання в обидві сторони і точну зупинку планшайби 3 в заданій позиції.

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

На задній стінці корпусу 15 механізму повороту встановлений кінцевий вимикач 16, який контролює початкове кутове положення колеса 11 з водилами 12.

На валу 14 встановлені упори, які при розтиску і стисненні револьверної головки діють на відповідні кінцеві мікровимикачі 18. З валом 17 з'єднаний кодовий датчик 19 для можливості автоматичного вибору заданої позиції револьверної головки.

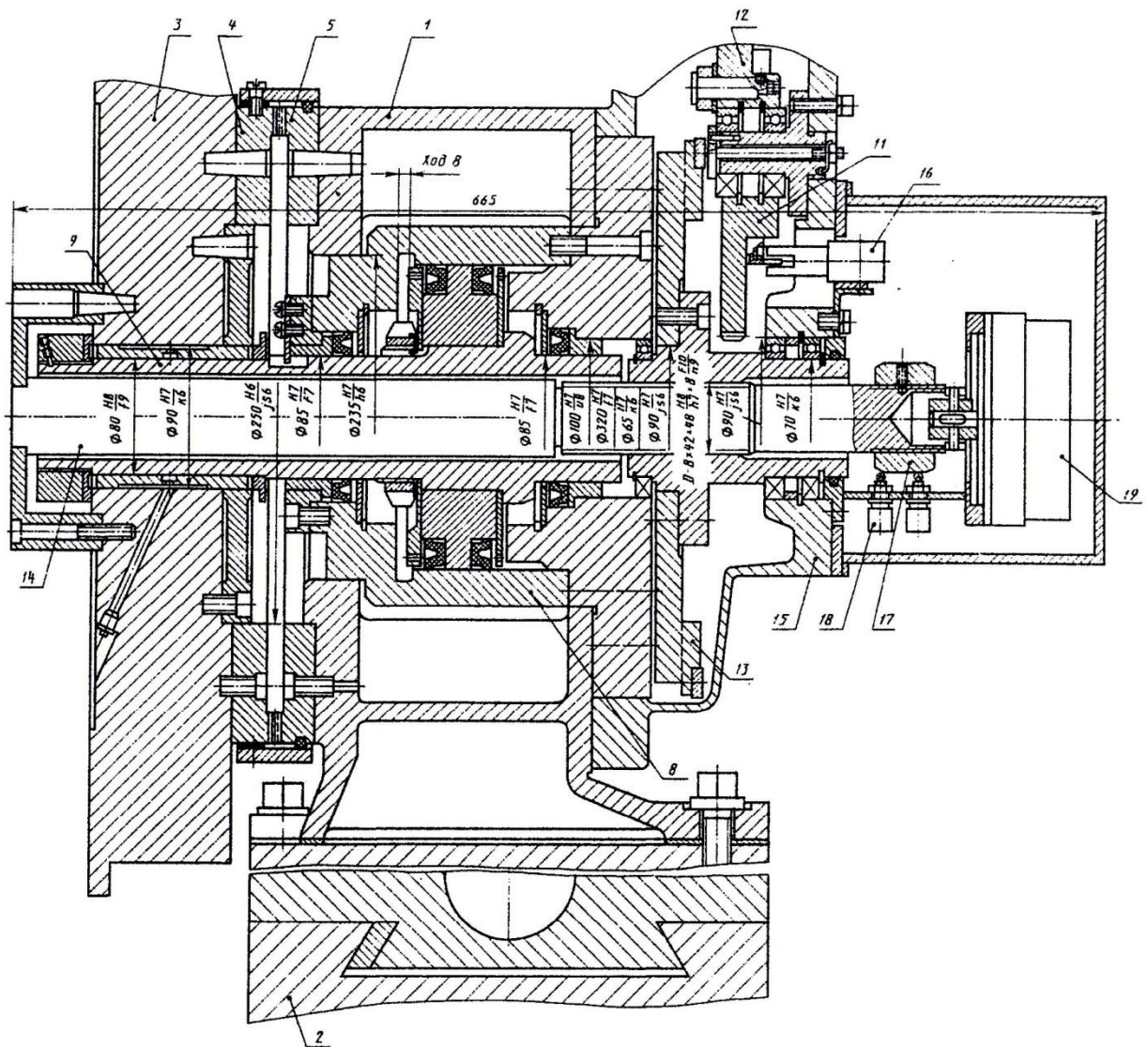


Рис. 1.7 – Конструкція 12ти-позиційної револьверної головки

Конструкція автоматизованої задньої бабки верстата моделі 1740рф3 зображена на рис. 1.8. Корпус 1 задньої бабки притискається до направляючих станини 2 двома планками 3, 4 і клином 5 за рахунок подачі масла під тиском в

порожнини між планками, герметизованими гумовими ущільнювачами. Відтиск здійснюється під дією тарілкових пружин 6.

Поздовжнє переміщення задньої бабки здійснюється ходовим гвинтом 7. Піноль 8 задньої бабки, встановлена в розточці корпусу 9, переміщується

гідроциліндром 10. Розташований всередині пінолі шпиндель 11 встановлений на підшипниках, що мають в передній частині надійне ущільнення. В конічному отворі шпинделя встановлюється центр 12 з конусом Морзе №6. Корпус 9 пінолі виставляється відносно осі шпинделя верстата шляхом підгонки планок 13 і регулюванням гвинтами 14. Осьове переміщення пінолі контролюється кінцевими вимикачами 15.

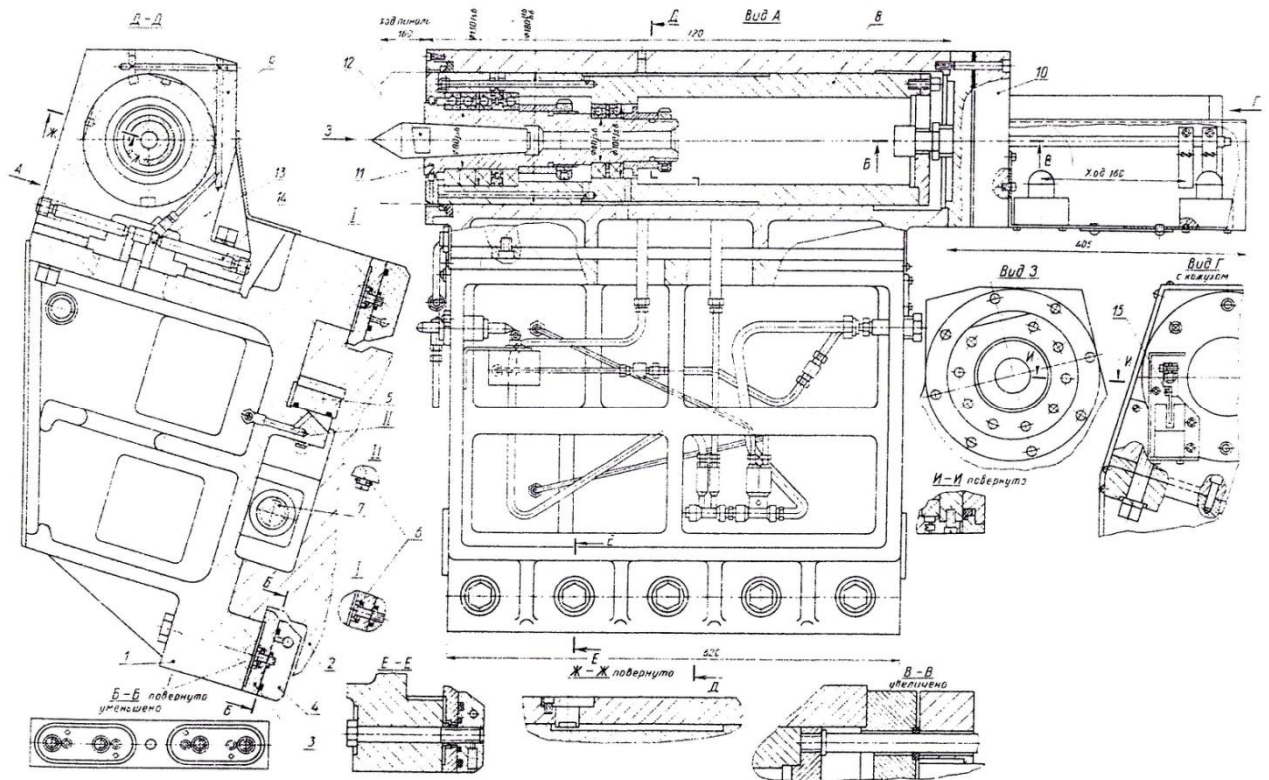


Рис. 1.8 – Задня бабка

Конвеєр для стружки встановлюється в середній частині основи перпендикулярно осі шпинделя, забезпечуючи тим самим збір стружки в тару з задньої сторони верстата. Привід конвеєра здійснюється від електродвигуна 1 через

черв'ячний редуктор 2 і запобіжну муфту 3. Від редуктора рух передається валом 4 з двома шарнірними муфтами 5 і 6 через розподільну коробку 7 до шнеків 8.

Шнеки розміщуються в жолобках 9 з лотками 10, в яких збирається стружка і транспортується за межі верстата. Ширина кожного з двох лотків 1000мм, що забезпечує більший вміст накопичувача стружки.

Конструкція накопичувача магазинного типу заготовок або оброблених на верстаті деталей показана на листах 101 і 102. Ланцюговий накопичувач призначений для встановлення заготовок типу вал з найбільшим діаметром 250...400мм, заготовки розміщуються в орієнтованому виді на призмах, які прикріплені до ланцюга. Конструктивно накопичувач являє собою дві зварні балки 1, встановлені на гвинтових опорах 2, які попарно зв'язані між собою плитами 3. За допомогою пари гвинт-гайка 4 відбувається піднімання й опускання балок 1 вручну таким чином, щоб вісь 1 руху заготовок при зміні їх діаметру залишалась в одній горизонтальній площині.

Привод переміщення ланцюгового контейнера виконаний в виді зубчато-черв'ячного редуктора 5 і гідромотора 6 типу Г15-22. З вихідним валом 7 редуктора жорстко з'єднаний вал 8 з ведучою зірочкою 9 нескінченного ланцюга 10. Друга ведуча зірочка 11 зв'язана з першою валом 12 шарнірними муфтами 13. Ведені зірочки 14 встановлені в підшипниках на опорах з протилежної сторони накопичувача.

Між веденими зірочками розташований механізм підйому 15, який припіднімає заготовку з призм 16 ланцюгового контейнера в позицію Б їх зйому рукою промислового робота. Привод підйому заготовки включає в себе гідроциліндр 17, зі штоком якого зв'язана платформа 18. На платформі закріплені гайки, в які вгвинчуються гвинти 19, необхідні для початкового встановлення призм по висоті.

Контроль наявності заготовки в позиції розвантаження накопичувача здійснюється кінцевим вимикачем 20. Мікровимикач 21 контролює підйом платформи 18 з призмою 22 в позиції Б.

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Управління автоматичним циклом роботи накопичувача здійснює командоапарат 23 кінематично зв'язаний з ланцюгом 10 конвеєра. Наладка накопичувача виконується оператором з допомогою пульта керування 24.

					<i>Ì Á-5116.ÄÏÁ.00.000 Ì Ç</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

2. Напрямки підвищення конкурентоспроможності

2.1 Параметри конкурентоспроможності

Будь-яке обладнання фізично або морально застаріває. Якщо проти фізичного застаріння верстат проходить відновлюваний капітальний ремонт, то для усунення морального старіння необхідно переоснащення обладнання, що відповідає сучасному рівню.

Базовий напівавтомат з ЧПК моделі 1740РФ3 1989 року випуску. І вже пройшов достатній термін, щоб переглянути його конкурентоспроможність на даний момент часу.

Всі параметри, що характеризують конкурентоспроможність товарів, можна поділити на такі групи:

1. Технічні.
2. Економічні.
3. Організаційні.

До технічних параметрів конурентоспроможності базового верстату відносяться:

- 1) параметри заготовки;
- 2) максимальні режими різання;
- 3) номенклатура технологічних операцій;
- 4) ергономіка користування.

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

2.2 Аналітично-інформаційне дослідження верстатів аналогів

Для визначення рівня конкурентоздатності треба провести аналіз ринку верстатобудування, дізнатися пропозиції сучасних верстатобудівних компаній.

Аналітично-інформаційне дослідження верстатів різних виробників треба вести за схожими технічними характеристиками з базовим верстатом, такими, як максимальний діаметр заготовки, що можна обробити на даному верстаті, - це 630 мм, максимальна потужність приводу шпинделя 30 кВт і частота обертання шпинделя 1600 хв⁻¹.

До виборки не мають потрапити верстати, що мають не схоже з базовим призначення та дуже занижені значення по переліченим параметрам.

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Токарні верстати HAAS (США) (рис. 2.1, табл. 2.1).



Рис. 2.1 –HAAS моделей ST-40 та ST-45

Таблиця 2.1 – Технічні параметри

Модель	ST-40	ST-45
Макс. діам. заготовки, мм	648	648
Макс. потужність шпинд., кВт	29,8	29,8
Частота обертання шпинделя, об./хв.	2400	1400

Обробні центри SPINNER (Німеччина) ЧПК Fanuc (рис. 2.2, табл. 2.2).



Рис. 2.2 – Токарний обробний центр SPINNER

Таблиця 2.2 – Технічні параметри

Модель	TC600-65	TC600-85
Макс. діам. заготовки, мм	600	600
Макс. потужність шпинд., кВт	27	27
Частота обертання шпинделя, об./хв.	4000	3200

Токарні верстати JET (Швейцарія) з ЧПК SIEMENS; Fanuc (рис. 2.3, табл. 2.3).



Рис. 2.3 – Токарні верстати фірми JET, KDCK-40S/F/G

Таблиця 2.3 – Технічні параметри

Модель	KDCK-40S	KDCK-40F	KDCK-40G
Макс. діам. заготовки, мм	750	750	750
Макс. потужність шпинд., кВт	15	15	15
Частота обертання шпинделя, об./хв.	100-2000	100-2000	100-2000

Фірма ZMM Sliven (Болгарія) представляє верстати з ЧПК Heidenhain; Fanuc; Siemens; Fagor (рис. 2.4, табл. 2.4).



Рис. 2.4 – Моделі LT580/760 фірми ZMM Sliven

Таблиця 2.4 – Технічні параметри

Модель	LT580/1500	LT580/3000	LT760
Макс. діам. заготовки, мм	580	580	760
Макс. потужність шпинд., кВт	11	11	15
Частота обертання шпинделя, об./хв.	25-100 100-400 500-2000	25-100 100-400 500-2000	5.5-22 22-88 65-255 255-1070

Обробні центри фірми SOLEX (Китай) ЧПК Fanuc; Siemens (рис. 2.5, табл. 2.5).



Рис. 2.5 – Модель NL635H фірми SOLEX

Таблиця 2.5 – Технічні параметри

Модель	NL634S	NL635S	NL635H
Макс. діам. заготовки, мм	630	630	660
Макс. потужність шпинд., кВт	15/18.5	15/18.5	22/30(Y18.5/30)
Частота обертання шпинделя, об./хв.	2000/1000*	2000/1000*	2000

Токарні верстати фірми JINN FA виробництва Тайвань з ЧПК Fanuc (рис. 2.6, табл. 2.6).



Рис. 2.6 – Модель JCL – 90 фірми JINN FA

Таблиця 2.6 – Технічні параметри

Модель	JCL - 70	JCL - 90
Макс. діам. заготовки, мм	670	670
Макс. потужність шпинд., кВт	18,5	22
Частота обертання шпинделя, об./хв.	45...3500	45...3500

Токарні верстати FEELER (Тайвань) з ЧПК Fanuc (рис. 2.7, табл. 2.7).



Рис. 2.7 – Токарний верстат FEELER моделі FTC-350

Таблиця 2.7 – Технічні параметри

Модель	FTC-350	FTC-350L	FTC-350XL
Макс. діам. заготовки, мм	600	600	600
Макс. потужність шпинд., кВт	18,5	18,5	18,5
Частота обертання шпинделя, об./хв.	4500	4500	4500

Токарні верстати DMTG (Китай) з ЧПК Fanuc (рис. 2.8, табл. 2.8).



Рис. 2.8 – Токарний верстат DMTG моделі SKE 6163Z/1000/5000

Таблиця 2.8 – Технічні параметри

Модель	СKE 6163Z/1000	СKE 6163Z/5000
Макс. діам. заготовки, мм	630	630
Макс. потужність шпинд., кВт	11	11
Частота обертання шпинделя, об./хв.	10-1000	10-1000

Токарні верстати TRENS (Словакія) з ЧПК SIEMENS (рис. 2.9, табл. 2.9).



Рис. 2.9 – Токарний верстат Trens моделі SBL 500

Таблиця 2.9 – Технічні параметри

Модель	SBL 500
Макс. діам. заготовки, мм	630
Макс. потужність шпинд., кВт	30
Частота обертання шпинделя, об./хв.	2500

Токарний напівавтомат моделі 1740РФ3 з системою ЧПК NC-210 (рис. 2.10, табл. 2.10).

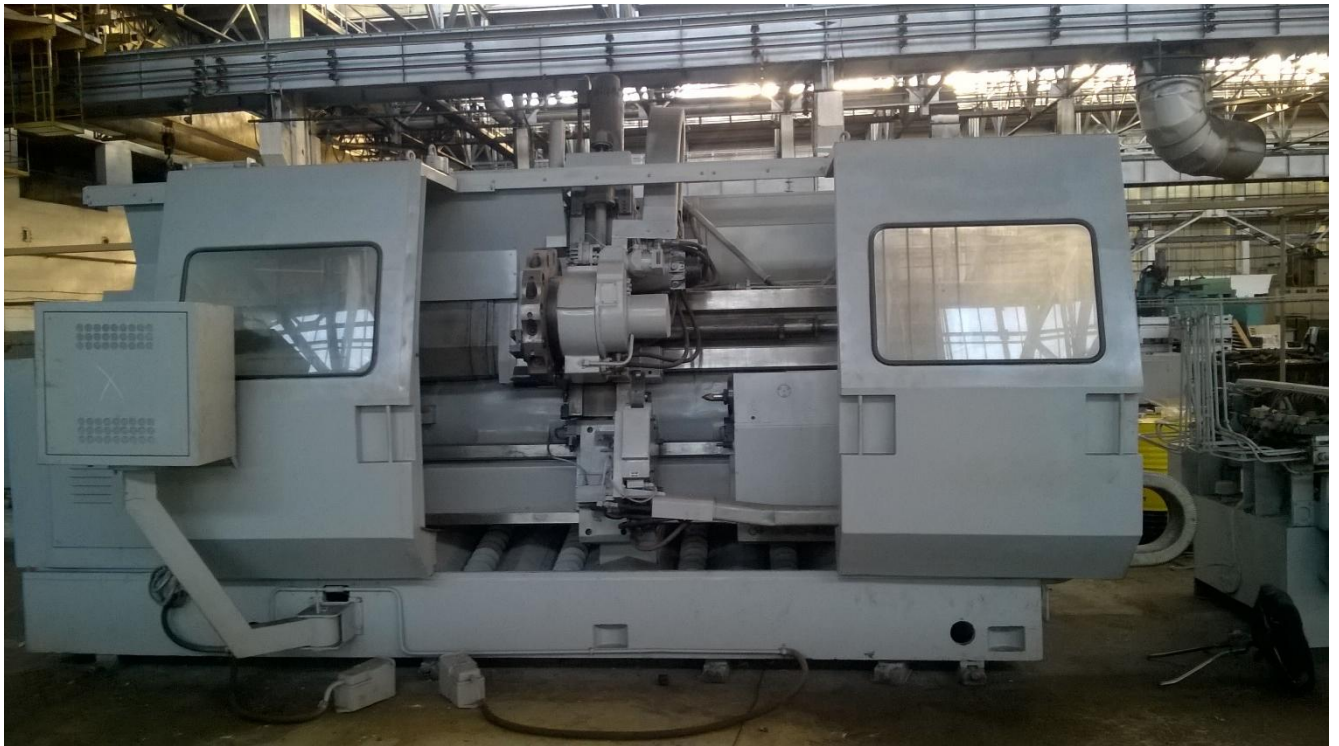


Рис. 2.10 – Напівавтомат токарний патронно-центровий моделі 1740РФ3

Таблиця 2.10 – Технічні параметри

Модель	1740Р Ф3
Макс. діам. заготовки, мм	630
Макс. потужність шпинд., кВт	30
Частота обертання шпинделя, об./хв.	1600

В результаті аналітично-інформаційного дослідження виявлено наступне:

1. На даний момент ринок має велику кількість моделей-аналогів, тому тема дипломного проекту є актуальною.
2. В рамках обраних критеріїв досліджень (максимальний діаметр обробки від 580-760 мм; потужність приводу шпинделя від 11 до 30 кВт; максимальна частота обертання шпинделя від 1600 до 4000 хв⁻¹), виходячи з розширення технічних характеристик верстата (підвищення режимів різання, застосування сучасного високошвидкісного ріжучого інструменту) основним напрямком змін є збільшення частоти обертання шпинделя зі збереженням потужності.
3. Орієнтуючись на нові підвищені режими різання, для подальших розробок приймаємо наступні значення технічних характеристик верстату:
 - $n_{\max} = 3150 \text{ хв}^{-1}$;
 - $n_{\min} = 100 \text{ хв}^{-1}$;
 - $N_{\text{ед}} = 30 \text{ кВт}$.
4. Виходячи з комплектації аналогів, оснащуємо базовий верстат наступними елементами:
 - система ЧПК Heidenhain;
 - трьохкулачковий та чотирьохкулачковий гідравлічний патрон фірми SHUNK;
 - комплект затискних цанг;
 - 12-позиційна револьверна головка;
 - гідравлічна задня бабка;
 - комплект центрів;
 - напрямні кочення та кульково-гвинтові пари фірми THK;
 - комплект гідравлічних люнетів фірми SHUNK;
 - автоматична система видалення стружки;
 - вимірювальний щуп HEIDENHAIN.

2.3 Електродвигун

Вибір електродвигуна треба робити по найбільшій необхідній потужності 30 кВт.

Обираємо двигун постійного струму з тиристорною системою керування. В приводах головного руху бажано забезпечити постійність потужності, що передається. А такий тип двигуна якнайкраще для цього підходить.

Обираємо двигун типу 4ПФ.

За обраною потужністю ($N_{\text{ел}} = 30 \text{ кВт}$) підбираємо (додаток А) електродвигун серії 4ПФ160М з наступними технічними характеристиками: $n_{\text{дв.ном}} = 1090 \text{ хв}^{-1}$, $n_{\text{дв.макс}} = 4500 \text{ хв}^{-1}$, $N = 30 \text{ кВт}$.

Загальна характеристика електродвигунів серії 4ПФ.

Конструктивне виконання за способом монтажу - горизонтальне, вертикальне валом вгору або валом вниз, кріплення за лапи, за фланець, за фланець і лапи.

Збудження електродвигунів незалежне, напруга збудження 220 або 110 В.

Режим роботи тривалий S1, допускається робота в режимах S2- S8.

Електродвигуни допускають регулювання частоти обертання напругою якоря в діапазоні від 0 до 460 В при постійному моменті, при цьому допускається стоянка з моментом, рівним половині номінального.

Напрямок обертання вала - реверсивний.

Електродвигуни постійного струму серії 4ПФ виготовляються з прибудованим тахогенератором ТП80-20-0,5 постійного струму і датчиками теплового захисту, з незалежною вентиляцією від прибудованого електровентилятора.

Область застосування: у верстатобудуванні - в механізмах подачі і головного руху, в тому числі у верстатах з ЧПК, роботах та інших механізмах різних галузей промисловості.

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

3. Розрахунок ПГР

3.1 Визначення структурної формули

Вихідні дані:

- $n_{\text{дв.макс}} = 4500 \text{ хв}^{-1}$.
- $n_{\text{дв.ном}} = 1090 \text{ хв}^{-1}$;
- $n_{\text{max}} = 3150 \text{ хв}^{-1}$;
- $n_{\text{min}} = 100 \text{ хв}^{-1}$;
- $\varphi = 1,12$.

Діапазон регулювання приводу:

$$R_n = n_{\text{max}} / n_{\text{min}} = 3150 / 100 = 31,5.$$

Діапазон регулювання двигуна:

$$R_{\text{дв.N.}} = n_{\text{дв.макс}} / n_{\text{дв.ном}} = 4500 / 1090 = 4,128.$$

Так як $R_{\text{дв.N.}} < R_n$, використовуємо ступінчасту коробку швидкостей. Тобто:

$$R_n = R_{\text{дв.N.}} \cdot R_{\text{ст}},$$

де $R_{\text{ст}}$ – діапазон регулювання ступінчастої структури.

$$R_{\text{ст}} = R_n / R_{\text{дв.N.}} = 31,5 / 4,128 = 7,63.$$

Тоді вираз $R_n = R_{\text{дв.N.}} \cdot R_{\text{ст}}$ можна записати як $31,5 = 4,128 \cdot 7,63$.

Граничний діапазон регулювання:

$$R_{\text{гр.макс}} \leq u_{\text{max}} / u_{\text{min}} = 2 / (1/4) = 8,$$

де u_{max} , u_{min} – максимальне та мінімальне передаточні відношення в множилній групі. Так як $R_{\text{ст}} = 7,63 < R_{\text{гр.макс}} = 8$, то в кінематичній структурі, що розроблюємо, необхідно використовувати одну групу передач.

Але за таким передаточним відношенням в групі, діаметри зубчастих коліс будуть надто великі для таких частот обертання. Більш того, базова схема ПГР має дві множилні групи. Тому, щоб не міняти корпус передньої бабки верстата і не

збільшувати її габарити, штучно розбиваємо структуру ПГР на дві множильні групи:

$$R_{ст} = R_{гр.1} \cdot R_{гр.2} .$$

Тоді:

$$R_n = R_{дв.} \cdot R_{гр.1} \cdot R_{гр.2} .$$

Кількість швидкостей ступінчатої структури:

$$z_{ст} = \lg R_n / \lg R_{дв.N.} = \lg 31,5 / \lg 4,128 = 2,4.$$

Так як в кінематичній структурі у нас дві групи передач, а мінімальна кількість передач в одній групі дорівнює двом, то приймаємо $z_{ст} = 2 \cdot 2 = 4$.

Безступінчасту структуру представляємо як умовно ступінчасту структуру. За прийнятим значенням знаменника геометричного ряду частот обертів $\phi = 1,12$ визначаємо фіктивне число ступенів частот обертання, що забезпечується керуванням двигуна:

$$p_{фiкт} = \lg R_{дв.N.} / \lg \phi + 1 = \lg 4,128 / \lg 1,12 + 1 = 12,5 + 1 \approx 12.$$

Вважаємо $p_{фiкт}$ основною групою. Тоді в загальному вигляді можемо написати:

$$Z_{умов.} = p_{фiкт[1]} \cdot p_{гр1[X1]} \cdot p_{гр2[X2]},$$

де $p_{гр1}$, $p_{гр2}$ – числа передач в першій та другій групах ступінчастої структури.

Використовуючи подвійні блоки зубчастих коліс, отримуємо $p_{гр1} = p_{гр2} = 2$;

$X1$ – характеристика першої групи, що приймається рівною $p_{фiкт} - 1$ для забезпечення перекриття швидкостей;

$X2$ - характеристика другої групи.

Отримуємо:

$$Z_{умов.} = 12_1 \cdot 2_7 \cdot 2_X.$$

Діапазон регулювання, що реалізується першою групою ступінчастої структури, складе:

$$R_{гр1} = \phi^{X1(p1-1)} = 1,12^{7(2-1)} = 2,21.$$

Тоді діапазон регулювання другої групи:

$$R_{гр2} = R_{ст} / R_{гр.1} = 7,63 / 2,21 = 3,45.$$

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Відповідно, характеристика другої групи з умови забезпечення необхідного за умовою діапазону регулювання:

$$X_2 = \lg R_{\text{гр}2} / \lg \phi = \lg 3,45 / \lg 1,12 = 10,9 \approx 11.$$

Структурна формула:

$$Z_{\text{умов.}} = 12_1 \cdot 2_7 \cdot 2_{11}.$$

За рекомендаціями [8, стор. 47], що характеристики груп повинні збільшуватись у напрямку від двигуна до шпинделя, маємо остаточно правильну структуру:

$$Z_{\text{умов.}} = 12_1 \cdot 2_7 \cdot 2_{11}.$$

Для зручності побудови структурної сітки та графіка частот визначаємо умовну кількість ступенів частот обертання:

$$Z_{\text{умов.}} = \lg R_n / \lg \phi + 1 = \lg 31,5 / \lg 1,12 + 1 = 30,44 + 1 \approx 31.$$

3.2 Побудова структурної сітки

Структурну сітку (рис. 3.1) будуємо за методикою [8, стор. 48].

Структурні сітки містять такі дані про привід:

- 1) кількість ступенів частот обертання на валах приводу;
- 2) кількість групових передач та послідовність їх конструктивного розміщення;
- 3) кількість передач в кожній групі;
- 4) характеристики груп, тобто їх місце залежно від варіанта кінематичного вмикавання;
- 5) діапазон регулювання кожної групи передач і цілого приводу.

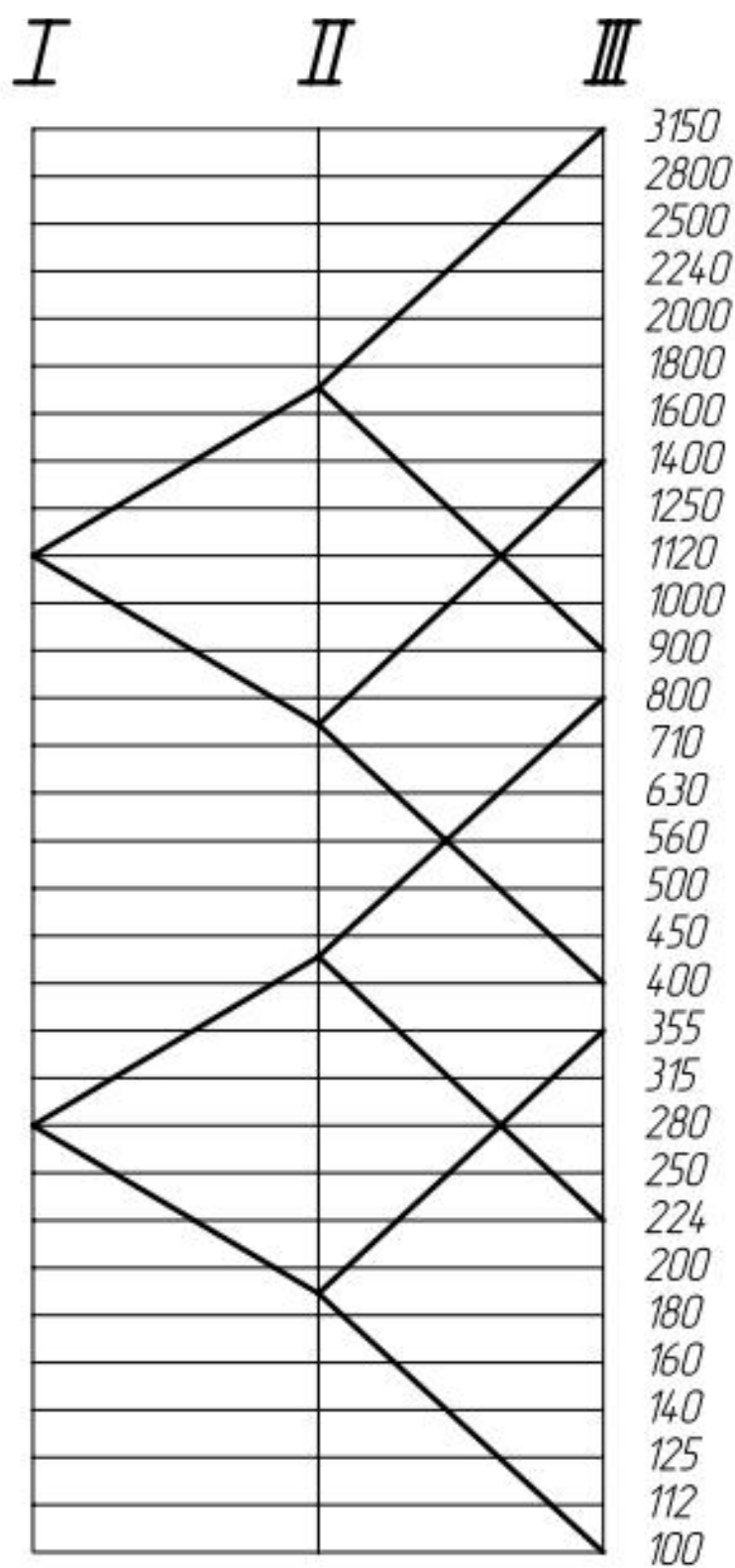


Рисунок 3.1 – Структурна сітка

3.3 Графік частот

Кінематична схема приводу буде виглядати так (рисунок 3.2):

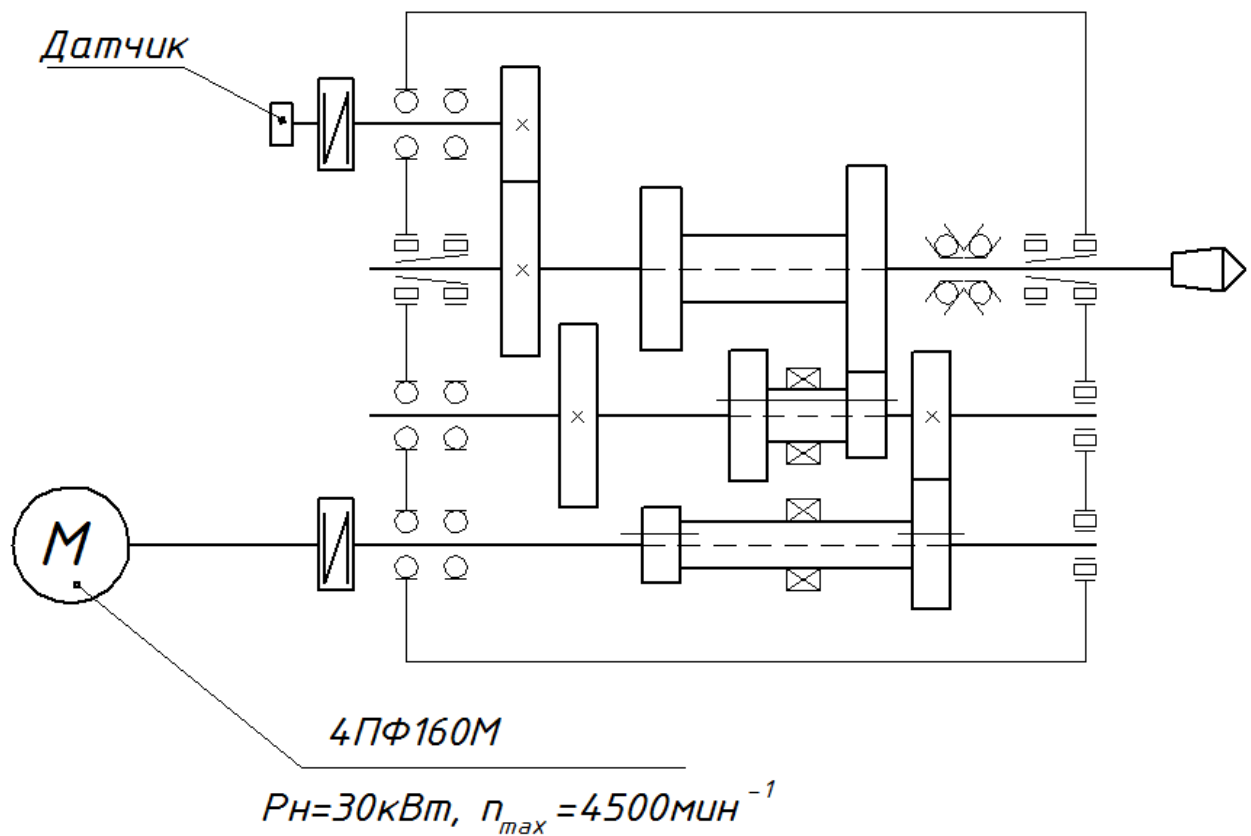


Рисунок 3.2 - Кінематична схема приводу

Виходячи з кінематичної схеми приводу, будуюмо графік частот (рисунок 3.3)

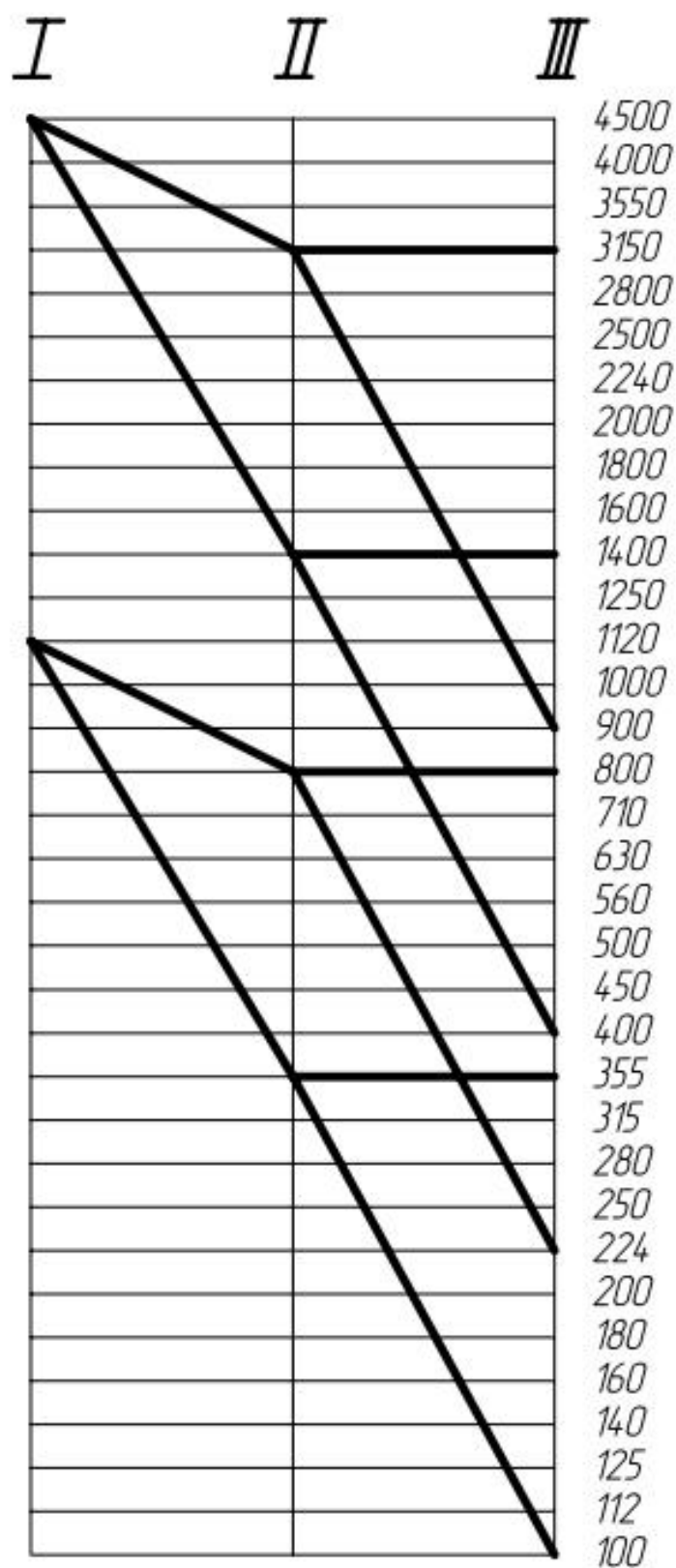


Рисунок 3.3 - Графік частот обертів

3.4 Кінематичні параметри ПГР

Передавальні відношення

$$i_1 = z_1/z_2 = \varphi^{-10} = 0,322;$$

$$i_2 = z_3/z_4 = \varphi^{-3} = 0,712;$$

$$i_3 = z_5/z_6 = \varphi^0 = 1;$$

$$i_4 = z_7/z_8 = \varphi^{-11} = 0,287;$$

Визначаємо числа зубів усіх передач.

Результати інших розрахунків заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Передавальні відношення.

№	Передаточні відношення	Суммарне число зубців z_{Σ}	Числа зубців z_i		$i_o = \frac{z_i}{z_j}$
	i		ведуче	ведене	
i_1	0,322	92	22	70	0,314
i_2	0,712	92	38	54	0,704
i_3	1	114	57	57	1
i_4	0,287	95	21	74	0,284

4. Конструкторський розрахунок ПГР

4.1 Проектний розрахунок зубчастих передач

4.1.1 Вибір матеріалів і термообробки

Для виготовлення всіх зубчастих коліс приймаємо матеріал сталь 40Х ГОСТ 4543-71, з термообробкою - гартування з високим відпуском (30...40HRC). Зубчастий вінець – т.в.ч. з подальшим низьким відпуском. (50...52HRC). Механічні властивості матеріалу:

- Для колеса: 480HB (40HRC)
- Для шестірни: 600HB (52HRC)

4.1.2 Допустимі напруження

Допустимі контактні напруги для колеса і шестерні визначаємо за формулою:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} * K_{HL},$$

де $\sigma_{H \lim b}$, МПа - базовий межа контактної витривалості зубів, визначається для шестерні і колеса:

$$\sigma_{H \lim b ш} = 17 * HRC + 200 = 17 * 62 + 200 = 1254 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \lim b к} = 17 * HRC + 200 = 17 * 50 + 200 = 1050 \text{ МПа},$$

$S_H = 1.2$ - коефіцієнт безпеки для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням зубів,

K_{HL} - коефіцієнт довговічності,

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

$N_{HO} = 9 * 10^7$ – базове число циклів навантаження,

$N_{HE} = k_{HE} * 60 * n_T * t_h$ - еквівалентне число циклів зміни напруження, при:

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$k_{HE}=0,25$ коефіцієнт

$n_T=22,4 \text{ мин}^{-1}$ - частота обертання тихохідного вала,

$t_h=L*365*K_{год}*24*K_{сут}=5*365*0.6*24*0.3=7884 \text{ ч}$ – число годин роботи

передачі за розрахунковий термін служби,

де $K_{год}$, $K_{сут}$ – коефіцієнти використання передачі в році і в добі,

L , роки - термін служби;

$$N_{HE}=k_{HE}*60*n_T*t_h=0,25*60*22,4*7884=0,26*10^7;$$

$$K_{HL}=\sqrt{9*10^7/0,26*10^7}=1,8$$

Тоді допустима контактна напруга для колеса складе:

$$\sigma_{HPK}=\frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H}*K_{HL}=1050*1,8/1.2=1575 \text{ МПа}$$

Так як передача являється прямозубою, то подальший розрахунок будемо розраховувати по $\sigma_{HPK}=\sigma_{HP}=1575 \text{ МПа}$

Допустимі напруги вигину колеса і шестерні визначаємо за формулою:

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{Flimb}}{S_F}*K_{FC}*K_{FL}$$

де σ_{Flimb} - базовий межа витривалості зубів при згині, визначається для шестерні і колеса:

$K_{FL}=1$ – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього програми навантаження (для $HB>350$ і реверсивної передачі),

$S_F=1,75$ - коефіцієнт безпеки,

K_{FL} - коефіцієнт довговічності, що враховує вплив терміну служби і режиму навантаження (за аналогією з K_{HL} приймаємо $K_{FL}=1,18$, при базовому числі циклів змін напружень $N_{FO}=4*10^6$ – для стали).

Тоді допустимі напруження згину колеса буде:

$$\sigma_{FPu}=\frac{\sigma_{Flimb}}{S_F}*K_{FC}*K_{FL}=750*1*1,18/2=505,7 \text{ МПа}$$

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 іç</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$\sigma_{FPK} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} * K_{FC} * K_{FL} = 650 * 1 * 1,18/2 = 438,28 \text{ МПа}$$

Так як передача є прямозубою, то подальший розрахунок будемо робити по $\sigma_{fPK} = \sigma_{fP} = 438,28 \text{ МПа}$

4.1.3 Визначення розмірів передач і зубчастих коліс

Міжосьова відстань для передач приймаємо такою, як на базовому верстаті.
Знаходимо ширину шестерні

$$B_w = 80 * 0,22 = 17 \text{ мм}$$

Визначаємо модуль, вважаючи його однаковим для обох пар коліс:

$$m = 2 * 80 / 72 = 2,22$$

По ГОСТ 9563–60 приймаємо модуль $m = 2,5$

Уточнюємо ширину коліс

$$a = 2,5 * 72 / 2 = 90 \text{ мм.}$$

Уточнюємо ширину коліс

$$B_w = 90 * 0,22 = 20 \text{ мм}$$

Міжосьова відстань для передач z_4 , мм

$$a = 0,85 * (1,26 + 1) * \sqrt[3]{\frac{2,1 * 10^5 * 144700 * 1,04}{1,26^2 * 0,25 * 1575^2}} = 61,05 \text{ мм.}$$

Округлюючи по ряду Ra40 приймаємо $a = 80$

Знаходимо ширину шестерні

$$B_w = 80 * 0,22 = 17 \text{ мм}$$

Визначаємо модуль, вважаючи його однаковим для обох пар коліс:

$$m = 2 * 80 / 74 = 2,1$$

По ГОСТ 9563–60 приймаємо модуль $m = 2$

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Уточнюємо міжосьову відстань

$$a=2*74/2=74\text{мм.}$$

Уточнюємо ширину коліс

$$B_w=74*0,22=16\text{ мм}$$

Геометричні параметри передач по ГОСТ 16532-70.

Ділильні діаметри d , мм

$$d=m*z;$$

Діаметри вершин d_a , мм

$$d_a=d+2m;$$

Діаметри западин d_f , мм

$$d_f=d-2,5m;$$

Ширина вінців: $b_w = \phi_{ba} * a$

4.1.4 Перевірочний розрахунок

Перевірочний розрахунок ведемо за контактними напруженнями і напруженням вигину для найбільш навантаженої передачі – z34-z42

а) Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

Розрахункова контактна напруга для зубчастого колеса:

$$\sigma_H = 1,18 * \sqrt{\frac{E_{HP} * K_H * (U + 1)}{b * d_{34}^2 * U}} \leq \sigma_{HP},$$

де $K_H = K_{Hv} * K_{H\beta} = 1,04 * 1,04 = 1,08$ – коефіцієнт загрузки,

де $K_{Hv} = 1.04$ - коефіцієнт, що враховує динамічну навантаження, що

виникає в зачепленні (залежно від окружної швидкості: $V_{(1)11} = \frac{\pi * d_{40} * n_{\min}}{60 * 1000}$

$$= \frac{3.14 * 264 * 22,4}{60 * 1000} = 0.0138 \text{ м/с і ступеня точності зачеплення 9)}$$

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$K_{H\beta}=1.04$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця,

$b = 30$ мм – робоча ширина вінця зубчастої передачі,

$d_1= 66$ мм – дільний діаметр шестірни,

$U =4$ – передавальне відношення.

$E_{np}=2,5*10^5$ МПа - модуль пружності

Таким образом:

$$\sigma_H = 11,18 * \sqrt{\frac{2,1 * 10^5 * 689 * 10^5 * (4 + 1)}{66^2 * 55 * 4}} = 1334,15 \text{ МПа}$$

Тобто $\sigma_H = 1334,15 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 1575 \text{ МПа}$ – умова міцності на контактну витривалість дотримується.

б) Перевірочний розрахунок по напруженням вигину

Визначимо розрахункове напруження згину за формулою:

$$\sigma_F = Y_F * \frac{F_t * K_F}{b * m} \leq \sigma_{FP}$$

де $Y_{Fu} = 4,05$ - Коефіцієнт форми зуба.

$Y_{Fk} = 3,7$ – Коефіцієнт форми зуба.

$\sigma_{FPu} = 505,7$ МПа – допустиме напруження вигину для шестірни,

$\sigma_{FPk} = 438,28$ МПа – допустиме напруження вигину для колеса,

визначаємо менш міцне ланка: $\sigma_{FPu} / Y_{Fu} = 505,7 / 4,05 = 124,86$

$$\sigma_{FPk} / Y_{Fk} = 438,28 / 3,78 = 116,02$$

розрахунок по колесу;

$F_t = 2000 * T_3 / d_{34} = 2 * 689,9 * 10^3 / 60 = 20906,06 \text{ Н}$ – окружна сила на початковій окружності,

$b = 55$ мм – робоча ширина вінця зубчастої передачі,

$m = 3$ мм – модуль зачеплення,

$K_F = K_{Fv} * K_{F\beta} = 1,01 * 1,05 = 1,061$ – коефіцієнт навантаження, де $K_{Fv} = 1.01$ - коефіцієнт, що враховує динамічну навантаження, що виникає в зачеплю-ванні.

$K_{F\beta}=1605$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця.

Таким образом:

$$\sigma_F = 3,7 * 20906,06 * 1,061 * /(55 * 3) = 423 \text{ МПа}$$

Тобто $\sigma_F=423$ МПа набагато менше $\sigma_{FP}=438$ МПа, отже умова дотримується.

4.2 Розрахунок валів ПГР

4.2.1 Розрахунок на втомну міцність

Розрахунок будемо проводити в найбільш небезпечному перерізі за сумарним вигинальним і крутним моментом.

Як матеріал для виготовлення вала приймемо сталь 45 ГОСТ 1050 - 88, з механічними властивостями в нормалізованому стані:

$$\sigma_B = 750 \text{ МПа}, \sigma_{0.2} = 455 \text{ МПа}, 200 \text{ НВ}$$

Для забезпечення достатньої втомної міцності, необхідно виконання наступної умови:

$$S = \frac{S_\sigma * S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

де S – загальний коефіцієнт запасу міцності,

$[S] = 1.5$ допустимий коефіцієнт запасу міцності,

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a * K_\sigma}{K_d * K_F} + \psi_\sigma * \sigma_m}$$

- коефіцієнт запасу за нормальними напруженням, де $\sigma_{-1} = 0,4 * 750 = 0,4 * 750 = 300 \text{ МПа}$ для конструкційної сталі) межа витривалості сталі при симетричному циклі вигину,

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$\sigma_a = \frac{M_{CYM}}{0.1 * d_4^3} = \frac{2552 * 1000}{0.1 * 75^3} = 67,1 \text{ МПа}$$

– амплітуда циклу нормальних напруг, що дорівнює найбільшій нарузі вигину в перерізі,

$K_\sigma = 1,7$ – (для шпонкових) ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напружень. $K_d = 0,72$ – масштабний фактор для нормальних напружень $K_F = 1$ – (для $R_a = 2.5$) коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні $\psi_\sigma = 0.1$ – коефіцієнт, корегуючий вплив постійної складової циклу напружень на опір втоми,

$\sigma_m = 0$ (так як осьова навантаження на вал відсутній) - середня напруга циклу зміни нормальних напружень,

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a * K_\tau}{K_d * K_F} + \psi_\tau * \tau_m}$$

- Коефіцієнт запасу по дотичних напружень,

де $\tau_{-1} = 0,2 * \sigma_B = 0,2 * 750 = 150 \text{ МПа}$ - межа витривалості сталі при симетричному циклі кручення,

$$\tau_a = \frac{T_v * 0,5}{0.2 * d_4^3} = \frac{721990 * 0,5 * 1000}{0.2 * 75^3} = 15,4 \text{ МПа}$$

- амплітуда циклу дотичних напруг, що дорівнює найбільшій нарузі кручення в перерізі,

$K_\tau = 1,4$ – (для шпонок) ефективний коефіцієнт концентрації дотичних напружень.

$K_d = 0.72$ – масштабний фактор для дотичних напружень

$K_F = 1$ – (для $R_a = 2.5$) коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні

$\psi_\tau = 0.05$ – коефіцієнт, корегуючий вплив постійної складової циклу дотичних напружень на опір втоми,

$\tau_m = \tau_a = 39,31 \text{ МПа}$ – середня напруга циклу зміни дотичних напружень.

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

тоді:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a * K_{\sigma}}{K_d * K_F} + \psi_{\sigma} * \sigma_m} = \frac{300}{\frac{67,1 * 1,7}{0,72 * 1} + 0,1 * 0} = 1,89$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a * K_{\tau}}{K_d * K_F} + \psi_{\tau} * \tau_m} = \frac{150}{\frac{15,4 * 1,4}{0,72 * 1} + 0,05 * 15,4} = 4,89$$

І загальний коефіцієнт запала міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} * S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{1,89 * 4,89}{\sqrt{1,89^2 + 4,89^2}} = 1,767$$

Таким чином, $S = 1,767 > [S] = 1,5$, тобто запас опору втоми забезпечений.

4.2.2 Розрахунок на статичну міцність

Статичну міцність вала при перевантаженнях (напруги подвоюються) підраховуємо по еквівалентним напруженням, які по 3 - ій і четвертий теоріям міцності визначаються з виразу:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 * \tau_{\text{max}}^2},$$

$$\text{де } \sigma_{\text{max}} = \frac{2 * M_{\text{сум}}}{0,1 * d_4^3} = \frac{2 * 2552 * 1000}{0,1 * 75^3} = 134,2 \text{ МПа} - \text{найбільша напруга вигину в}$$

перерізі,

$$\tau_{\text{max}} = \frac{2 * T_V}{0,2 * d_4^3} = \frac{2 * 721990 * 1000}{0,2 * 75^3} = 61,8 \text{ МПа} - \text{найбільшу напруги кручення в}$$

перерізі,

тоді:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 * \tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{134,2^2 + 3 * 61,8^2} = 147 \text{ МПа}$$

					ІА-5116.АІА.00.000 іç	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Значення $\sigma_{\text{экв}} = 147 \text{ МПа} < \sigma_T = 360 \text{ МПа}$, при цьому коефіцієнт запасу становить: $n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{360}{147} = 2,45$

Таким чином, статична міцність вала забезпечена.

4.3 Розрахунок підшипників

За певними діаметрами кінців валів підбираємо підшипники для встановлення валів в корпус шпиндельної бабки. Виходячи з того, що всі передачі на валах прямозубі, то в зачепленнях осьовими силами можна знехтувати. Рациональним варіантом є кулькові однорядні радіальні підшипники за ГОСТ 8338 - 75.

На обидва кінця п'ятого валу приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий однорядний радіальний підшипник середньої серії з такими характеристиками і основними розмірами:

$$d = 45 \text{ мм},$$

$$D = 68 \text{ мм},$$

$$B = 12 \text{ мм},$$

$$C = 14300 \text{ Н},$$

$$C_0 = 8150 \text{ Н}.$$

Розрахунок даного підшипника проведено для найбільш навантаженої фіксуючої опори четвертого валу. Реакції для даної опори будуть:

- радіальна складова:

$$F_r = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2},$$

де R_{BX} , R_{BY} , Н – значення радіальної складової реакції опори відповідно в горизонтальній і вертикальній площинах, тоді:

$$F_r = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{9057,84^2 + 17524,55^2} = 30513,96 \text{ Н}$$

осьова складова:

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$F_a = 8830,45 \text{ Н}$$

Знайдемо відношення $\frac{F_a}{C_0}$, для визначення значення параметра e

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{8830,45}{24500} = 0,36 \text{ тоді по табл.16.5[4] } e = 0,42$$

Знайдемо наступне співвідношення $\frac{F_a}{V * F_r}$ і порівняємо його із значенням параметра $e = 0,42$

$$\frac{F_a}{V * F_r} = \frac{8830,45}{1 * 30513,96} = 0,289$$

де $V = 1$ – (при обертанні внутрішнього кільця по відношенню до навантаження) коефіцієнт обертання.

Виходячи з того, що $\frac{F_a}{V * F_r} = 0,289 < e = 0,42$, тоді у формулі для еквівалентного динамічного навантаження значення коефіцієнтів складуть: $X = 1$, $Y = 0$.

Визначаємо еквівалентне радіальне динамічне навантаження:

$$P_r = (X * V * F_r + Y * F_a) * K_D * K_T,$$

де $X = 1$, $Y = 0$, $V = 1$, $F_r = 30513,96 \text{ Н}$, $F_a = 8830,45 \text{ Н}$ (як і раніше)

$K_D = 1.3$ – (для помірних поштовхів) коефіцієнт, що враховує динамічність зовнішнього навантаження,

$K_T = 1$ - коефіцієнт, що враховує вплив температури підшипникового вузла, таким чином:

$$P_r = (X * V * F_r + Y * F_a) * K_D * K_T = (1 * 1 * 30513,96 + 8830,45 * 0) * 1.3 * 1 = 39668,148 \text{ Н}$$

Динамічну вантажопідйомність підшипника розраховують для визначення придатності вибраного підшипника для даних умов навантаження і порівнюють зі стандартною аналогічною вантажопідйомністю обраного підшипника.

Розрахункова динамічна радіальна вантажопідйомність

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$C_{расч} = P_r * p \sqrt[3]{\frac{60 * n * L_h}{10^6}},$$

де $P_r = 39668,148$ Н - еквівалентна динамічна радіальна навантаження,

$p = 3$ - для шарикопідшипників,

$L_h = 3000$ ч – тривалість роботи підшипника (довговічність),

$n = 1000$ мин^{-1} – максимальна частота обертання вала, тоді

$$C_{расч} = P_r * p \sqrt[3]{\frac{60 * n * L_h}{10^6}} = 39669,148 * \sqrt[3]{\frac{60 * 1000 * 3000}{10^6}} = 62758,42 \text{ Н}$$

Таким чином $C = 62758,42 \text{ Н} > 2 * C_{расч} = 75400 \text{ Н}$. Це свідчить, що обрана пара підшипників є придатною.

Визначаємо еквівалентне статичне навантаження для перевірки підшипника за статичною вантажопідйомністю:

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a = 0.6 * 30513,96 + 0.5 * 8830,45 = 22723,6 \text{ Н}$$

де $X_0 = 0.6$, $Y_0 = 0.5$ (для однорядних радіальних шарикопідшипників).

$P_0 = 22723,6 \text{ Н} < C_0 = 24500 \text{ Н}$ – підшипник придатний.

На обидва кінця четвертого валу приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий однорядний радіальний підшипник 1000806 з такими розмірами і характеристиками:

$d = 30 \text{ мм}$,

$D = 42 \text{ мм}$,

$B = 7 \text{ мм}$,

$C = 3420 \text{ Н}$,

$C_0 = 2350 \text{ Н}$.

На обидва кінця третього валу приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий однорядний радіальний підшипник 1000806 з такими розмірами і характеристиками:

$d = 30 \text{ мм}$,

$D = 42 \text{ мм}$,

$B = 7 \text{ мм}$,

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$C = 3420H,$$

$$C0 = 2350H.$$

На обидва кінця другого валу приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий однорядний радіальний підшипник 1000805 з такими розмірами і характеристиками:

$$d = 25\text{мм},$$

$$D = 37\text{мм},$$

$$B = 7\text{мм},$$

$$C = 3120H,$$

$$C0 = 1980 \text{ Н}.$$

На обидва кінця першого валу приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий однорядний радіальний підшипник середньої серії 1000805 з такими розмірами і характеристиками:

$$d = 25\text{мм},$$

$$D = 37\text{мм},$$

$$B = 7\text{мм пника},$$

$$C = 3120H,$$

$$C0 = 1980 \text{ Н}.$$

4.4 Шпонкове з'єднання

Крутний момент з третього на четвертий вал передається за допомогою зубчатого колеса, яке на валу кріпиться за допомогою призматичної шпонки .

Діаметр валу під посадку зубчастого колеса складає $d = 90\text{мм}$. Для нього за ГОСТ 23360 - 78 вибираємо шпонку призматичну з розмірами:

перетин шпонки

$$b = 20\text{мм},$$

$$h = 14\text{мм},$$

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Приймаємо довжину шпонки з нормального ряду $L = 65\text{мм}$

Матеріал для шпонки обираємо сталь 45 ГОСТ 1050 - 88, з допустимою напругою зминання $[\sigma_{см}] = 1100\text{Па}$

Навантаження шпонки по довжині рівномірне. Проводимо розрахунок на зминання. Умова міцності на зминанні виглядає наступною:

$$\sigma_{см} = \frac{4,4 * T}{h * l_p * d} \leq [\sigma_{см}]$$

де $[\sigma_{см}]$, - допустиме напруження зминання $[\sigma_{см}] = 1100\text{Па}$

$d = 75\text{ мм}$ – діаметр вала під установку шпонки,

$l_p = 65\text{мм}$ – робоча довжина шпонки,

$T = 2607,59$ – крутний момент на 4-ом валу,

$$\sigma_{см} = \frac{4 * 2607,59}{12 * 65 * 75} = 17\text{ МПа}$$

$$\sigma_{см} = 17\text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 100\text{ МПа}$$

Таким чином, умова міцності виконується.

4.5 Шліцьове з'єднання

Для передачі крутного моменту між валами через зубчасті передачі, треба забезпечити нерухомість зубчастих коліс відносно валів в окружному напрямку, та забезпечити осьове переміщення блоків зубчастих коліс відносно валу. Для цього будемо використовувати прямобічні шліцьові з'єднання.

Прийmemo розміри прямобічного шліцьового з'єднання за ГОСТ 1139 - 80. Розраховуємо шліцьове з'єднання для третього валу: $z=8$ $d=42\text{мм}$, $D=48\text{мм}$, $b=5\text{мм}$, $f=0.4\text{мм}$, $r=0.3\text{мм}$,

де z - число зубців шліцьового,

d , мм - внутрішній діаметр шліців,

D , мм - зовнішній діаметр шліців,

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

b , мм - товщина шліців,

f , мм - розмір фаски шліців,

r , мм - розмір скруглень шліців.

Основним для шліцьових з'єднань є розрахунок на зминання шліців. Проводимо розрахунок міцності шліцьового з'єднання третього валу. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_{cm} = \frac{T_{III} * 10^3}{\varphi * F * l * r_{cp}}$$

де σ_{cm} , МПа – розрахункове напруження зминання,

$T_3 = 195630$ Нм – крутний момент на 3-ом валу,

$\varphi = 0.85$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по робочих поверхнях зубів,

$F = z * \left[\frac{D-d}{2} - (f+r) \right]$, мм²/мм – (для прямокутних зубців) площа всіх

бічних поверхонь зубів з одного боку на 1мм довжини,

де $z = 8$ - число зубців шліцьового вала

$d = 28$ мм - внутрішній діаметр шліців валу,

$D = 32$ мм - зовнішній діаметр шліців валу ,

$f = 0.4$ мм - розмір фаски,

$r = 0.3$ мм - розмір скруглень, тоді

$$F = z * \left[\frac{D-d}{2} - (f+r) \right] = 8 * \left[\frac{32-28}{2} - (0.4+0.3) \right] = 9,6 \text{ мм}^2/\text{мм}$$

$l = 225$ мм – робоча довжина зуба,

$$r_{cp} = \frac{D+d}{4} = \frac{32+28}{4} = 15 \text{ – для прямих зубців,}$$

$[\sigma_{cm}] = 10 \dots 20$ МПа – допустиме напруження зминання бічних поверхонь зубів, тоді

$$\sigma_{cm} = \frac{T_3 * 10^3}{\varphi * F * l * r_{cp}} = \frac{195630}{0.85 * 9,6 * 225 * 15} = 7,1 \text{ МПа,}$$

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

таким чином, $\sigma_{cm}=7,1$ МПа $< [\sigma_{cm}]=20$ МПа, тобто міцність з'єднання забезпечується.

					<i>ІА-5116.АІА.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

5. Розрахунок шпиндельного вузла

5.1 Обґрунтування компоновки шпиндельного вузла

Шпиндельний вузол у відповідності з пропонованими до нього вимогами повинен забезпечувати:

1. Точність обертання, оцінювану радіальним і осьовим биттям переднього кінця шпинделя.
2. Радіальну і осьову жорсткість, обумовлену по деформації шпинделя під навантаженням.
3. Довговічність шпиндельних вузлів, яка залежить від довговічності опор шпинделя, яка в свою чергу залежить від ефективності системи змащування, ущільнень, частоти обертання і т. д.

Довговічність шпиндельних вузлів не регламентована, її визначають за втоми, зношування деталей підшипника або втрати мастильних властивостей масла.

4. Швидке і точне закріплення заготовки в шпинделі верстата.
5. Мінімальні витрати на виготовлення, збірку і експлуатацію шпиндельного вузла при задоволенні решти вимог.

Необхідно забезпечити високі динамічні якості (вібростійкість), які визначаються амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань, а так само мінімальні тепловиділення і температурні деформації шпиндельного вузла, так як в даному вузлі шпиндель буде експлуатуватися на високих частотах обертання.

Конструкція шпиндельного вузла залежить від типу і розміру верстата, класу його точності, граничних параметрів процесу обробки (максимальної частоти обертання, ефективної потужності приводу). Тому вибір конструкції будемо проводити за таким чинникам.

					ІА-5116.АІА.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Конфігурація переднього кінця шпинделя залежить від способу кріплення заготовки. Точне центрування і жорстке сполучення оправки зі шпинделем забезпечується конічним з'єднанням. Шпиндель верстата має фланцевий передній кінець, виконаний за ГОСТ 2570-58, забезпечує швидкозмінними установками планшайби і надійність кріплення.

Тип приводного елемента залежить, впершу чергу, від частоти обертання, величини переданої сили, вимог до плавності обертання, а так само від загальної компоновки привода.

Тип опор шпинделя визначає форму посадочних місць. Їх обираємо на підставі вимог швидкохідності і по точності обробки. Швидкохідність визначається швидкісним параметром – коефіцієнтом швидкохідності.

$$d \cdot n, \text{хв}^{-1}:$$

де d - діаметр отвору під підшипник, мм;

n - частота обертання шпинделя, хв^{-1} .

Ці значення для різних типів опор наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Точність і швидкохідність шпиндельних вузлів при різних опорах.

Тип опор	Осьове і радіальне биття шпинделя, мкм	Швидкісний параметр $(dn)_{\max} \cdot 10^5$, $\text{мм} \cdot \text{хв}^{-1}$
кочення	1,00	0-10
гідродинамічні	0,50	1-10
гідростатичні	0,05	0-15
аеростатичні	0,10	5-40

Обираємо опори кочення, які мають задовільні параметр биття шпинделя та швидкісний параметр.

В новому верстаті частота обертання шпинделя підвищилась з 1600хв^{-1} 3150хв^{-1} . Тому треба обрати іншу схему опор (таблиця 4.2).

Коефіцієнт швидкохідності нового верстату:

$$K_v = D \cdot n_{\max} = 160 \cdot 3150 = 5 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$$

З таблиці бачимо, що нашому коефіцієнту задовольняє схема 6.

Таблиця 4.2 – Опори шпиндельних вузлів

<div style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);"> Увеличение быстроходности Уменьшение жесткости </div>	№ п/п	Тип	Схема	$d n < 10^5$ мм·мин ⁻¹	ϵ_z
	1	Низкоскоростные		1...1,4	0,65...0,75
	2			1,5...1,8	0,45...0,65
	3			1,6...2	0,3...0,45
	4	Среднескоростные		2,5...3,5	0,3...0,45
	5			3...4,5	0,2...0,3
	6			4...5	0,15...0,2
	7	Высокоскоростные		5...6	0,1...0,15
	8			6...8	0,05...0,1
	9			7...10	0
	10			10...15	0

Відповідно до цієї схеми у передній опорі встановлюємо триплекс з кулькових радіально-упорних однорядних підшипників типу 36132К6 ГОСТ 831-75, а в задній опорі – дуплекс з кулькових радіально-упорних однорядних типу 1036928 ГОСТ 831-75.

5.2 Розрахунок шпиндельного вузла на точність і жорсткість

Спочатку розраховуємо складові.

$$M_{\text{макс}} = C1 * C2 * d_{\text{макс}} = 0,85 * 2420 * 400 = 822800 \text{ Н} * \text{мм}$$

$$M_{\text{розрах}} = 0,8 * M_{\text{макс}} = 0,8 * 822800 = 658240 \text{ Н} * \text{мм}$$

$$P_z = \frac{2M_{\text{розрах}}}{d_{\text{макс}}} = \frac{2 * 658240}{400} = 3291,2 \text{ кН}$$

$$P_y = 0,4 * P_z = 1316,48 \text{ Н}$$

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2} = 3544,73 \text{ кН}$$

$$R1 = \frac{P * (a + l)}{l} = \frac{3544,73 * (107,3 + 403,7)}{403,7} = 4486,88 \text{ кН} \text{ - сила реакції передньої опори}$$

$$R2 = \frac{P * a}{l} = \frac{3544,3 * 107,3}{403,7} = 942,04 \text{ кН} \text{ - сила реакції задньої опори}$$

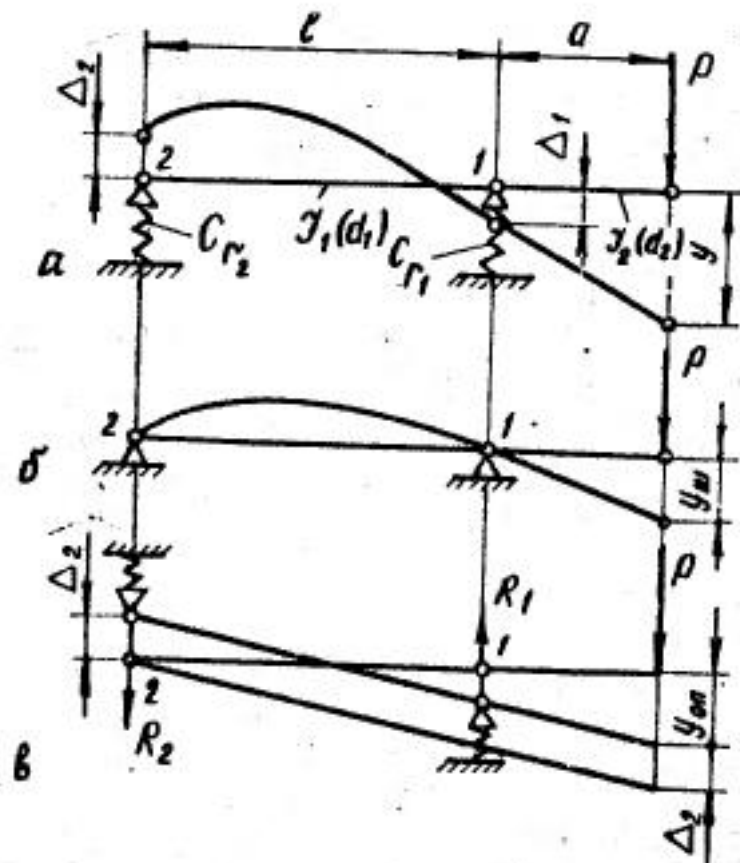


Рис. 4.1 – Реакції підшипникових опор

Розрахуємо податливість передньої і задньої опор відповідно.

Для підшипника 46120 $d=100$ мм, $z=22$, $d_{ш}=15,08$ мм, $\alpha=26^0$. Для підшипника 46122 $d=110$ мм, $z=22$, $d_{ш}=16,11$ мм, $\alpha=26^0$.

$$e_1 = 186,7 * 10^{-7} * \sqrt[3]{\frac{100}{Fz^2 d_{ш} \cos^2 \alpha}} = 0,0039 \text{ мкм} / H$$
$$e_2 = 0,0038 \text{ мкм} / H$$

Усереднені залежності деформацій опор кочення мають значення:

$$\delta_r = k_{ш} R^{2/3}$$

$$k_{ш} = 10^{-4} (0,7 - 0,02d) = 0,0001 (0,7 - 0,02 * 100) = -0,00013$$

$$l_{kk} = \frac{4K}{\pi db} \left(1 + \frac{d}{D}\right) = 0,01$$

$$k_{ш} = \frac{110 * 10^{-6}}{\sqrt[3]{z^2 d_{ш}}} = 5,67 * 10^{-6}$$

Передня опора:

$$\delta_r = 5,67 * 10^{-6} * R^{2/3} = 0,0015$$

Задня опора:

$$\delta_r = 5,67 * 10^{-6} * R_2^{2/3} = 5,67 * 10^{-6} * 942,04 = 0,00054$$

Розрахуємо прогин на кінці шпинделя:

$$y = y_{ш} + y_{вп}$$

$$y_{ш} = \frac{Pa^2}{3E} \left(\frac{a}{I_2} + \frac{l(1 - \varepsilon_d)}{I_1} \right) = 0,019$$

I_1 -міжопорний момент інерції

I_2 -момент інерції передньої консолі

$$I_i = \frac{\pi * d^4}{64} (1 - (\frac{d'}{d_i})^4)$$

$$y_{en} = P(e_1(\frac{a(1-\varepsilon_3)+l}{l})^2 + e_2(1-\varepsilon_3)(\frac{a}{l})^2)$$

$$y_{en} = 21,247$$

$$y = 21,266$$

Загальна податливість відповідно передньої і задньої опор:

$$e = e_1 * \frac{1,2}{k} = 0,0039 * \frac{1,2}{2} = 0,00234 \text{ мкм} / \text{Н}$$

$$e = e_2 * \frac{1,2}{k} = 0,0038 * \frac{1,2}{2} = 0,0028 \text{ мкм} / \text{Н}$$

Розрахуємо демпфуючі властивості шпиндельного вузла. За ГОСТ 831-75

$\varphi=0,21$, для опори, що складається з 2 підшипників буде $[\lambda]=0,23$.

$$\lambda_{ш} = 0,5 \frac{\psi_1 \psi_2 l^2}{a^2 \psi_1 + \psi_2 (l+a)^2} = 0,125 > [\lambda] = 0,23$$

Розрахуємо радіальне биття відповідно передньої і задньої опор.

$$\delta = \delta_A (1 + \frac{a}{l}) + \delta_B (\frac{a}{l}) \leq \Delta / 3$$

$$[\delta_A] = \frac{[\delta_{r1}]}{K \sqrt{m1} (1 + \frac{a}{l})} \quad K=6$$

$$[\delta_B] = \frac{[\delta_{r2}]}{K \sqrt{m2} \frac{a}{l}}$$

$$[\delta_A] = \frac{0,0045}{10,08} = 0,00045$$

$$[\delta_B] = \frac{0,0016}{2,25} = 0,00072$$

Клас точності підшипників за ДСТУ 520-2014 обираємо С.

					ІА-5116.00.000 ІС	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

6. Програмування на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN»

6.1 Вихідні дані та режими різання

В якості завдання обираємо деталь з нової коробки швидкостей – кришку, матеріал якої – сталь 45, квалітет точності отворів – 14, а шорсткість поверні її – Ra 12.5 мкм.

Вибір варіанта маршруту обробки:

Маршрут обробки обирають за картою 44 [] в залежності від діаметра, точності і параметра шорсткості отвору, що обробляється, стану отвору заготовки, виду ЧПК.

В нашому випадку обробка містить центрування, свердління, zenкування та цекування.

Режими різання обираємо для кожного інструменту.

Таблиця 6.1 - Центрування [Карта 46,]

Інструмент	Центрувальне свердло □8мм
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,19 (192)
Швидкість різання V, м/хв	25,5
Частота обертів S, об/хв	1014

Таблиця 6.2 - Свердління [Карта 46,]

Інструмент	Свердло Ø10мм
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,25 (191)
Швидкість різання V, м/хв	24,0
Частота обертів S, об/хв	764

Таблиця 6.3 - Зенкування [Карта 47,]

Інструмент	Зеркер Ø16мм
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,33 (219)
Швидкість різання V, м/хв	33,4
Частота обертів S, об/хв	665

Таблиця 6.4 – Цекування [Карта 51,]

Інструмент	Цековка Ø28мм
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,33 (36,6)
Швидкість різання V, м/хв	9,8
Частота обертів S, об/хв	111

6.2 Складання програми обробки

Щоб програма була компактнішою та її написання займало менше часу використовуємо стандартні цикли обробки та повторювані частини виносимо в підпрограму, що розташовується в кінці основної програми.

Блок-схема такої програми зображена на рисунку 6.1.

					І А-5116.АІА.00.000 іç	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

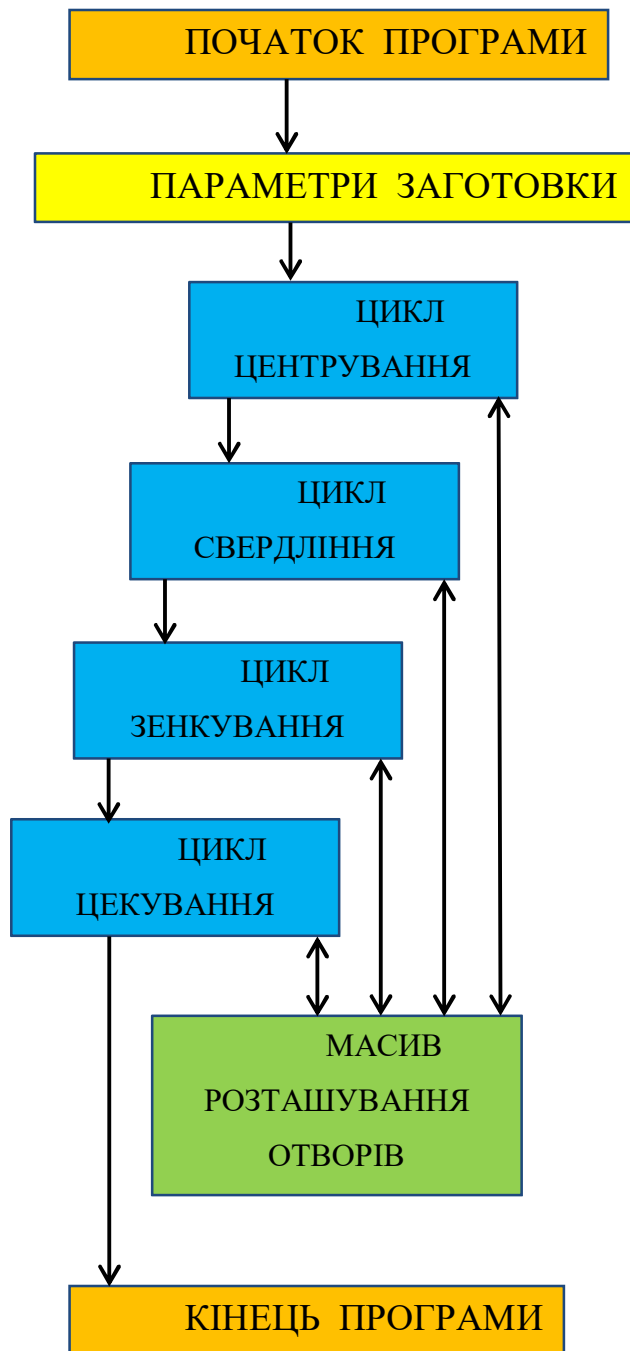


Рисунок 6.1 – Блок-схема програми обробки

Написання програми обробки.

```

0 BEGIN PGM Kryshka MM
1 BLK FORM 0.1 Z X-156 Y-156 Z-16
2 BLK FORM 0.2 X+156 Y+156 Z+0
3 TOOL CALL 4 Z S1014 F192
4 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3
  
```

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ІА-5116.АІА.00.000 ІС

Арк.

64

5 CYCL DEF 240 CENTERING ~
 Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q343=+0 ;SELECT DIA./DEPTH ~
 Q201=-2 ;GLUBINA ~
 Q344=-8 ;DIAMETER ~
 Q206=+192 ;PODACHA NA WREZANJE ~
 Q211=+1 ;WYDER. WREMENI WNIZU ~
 Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ.

6 CALL LBL 1

7 TOOL CALL 5 Z S764 F191

8 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3

9 CYCL DEF 203 UNIVERS. SWERLENIE ~
 Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q201=-18 ;GLUBINA ~
 Q206=+191 ;PODACHA NA WREZANJE ~
 Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~
 Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~
 Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
 Q212=+0 ;SJOM MATERIALA ~
 Q213=+0 ;KOL. OPER. LOMKI STRU. ~
 Q205=+1 ;MIN. GLUBINA WREZANJA ~
 Q211=+0 ;WYDER. WREMENI WNIZU ~
 Q208=+99999 ;PODACHA WYCHODA ~
 Q256=+0.2 ;WYCHOD PRI LOMANII

10 CALL LBL 1

11 TOOL CALL 8 Z S665 F219

12 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3

13 CYCL DEF 203 UNIVERS. SWERLENIE ~
 Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q201=-18 ;GLUBINA ~
 Q206=+219 ;PODACHA NA WREZANJE ~
 Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~
 Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~
 Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~

					ÎÂ-5116.ÄÏÄ.00.000 ÌÇ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Q212=+0 ;SJOM MATERIALA ~
 Q213=+0 ;KOL.OPER.LOMKI STRU. ~
 Q205=+1 ;MIN.GLUBINA WREZANJA ~
 Q211=+0 ;WYDER.WREMENI WNIZU ~
 Q208=+99999 ;PODACHA WYCHODA ~
 Q256=+0.2 ;WYCHOD PRI LOMANII

14 CALL LBL 1

15 TOOL CALL 14 Z S111 F36.6

16 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3

17 CYCL DEF 200 SWERLENIIJE ~

Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q201=-5 ;GLUBINA ~
 Q206=+36.6 ;PODACHA NA WREZANJE ~
 Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~
 Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~
 Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
 Q211=+2 ;WYDER.WREMENI WNIZU

18 CALL LBL 1

19 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M30

20 LBL 1

21 CYCL DEF 220 OBRAZEC KRUG ~

Q216=+0 ;1-AJA KOORD.CENTRA ~
 Q217=+0 ;2-JA KOORD.CENTRA ~
 Q244=+260 ;DIAMETR OBRAZUI. ~
 Q245=+0 ;UGOL NACHAL.TOCHKI ~
 Q246=+360 ;UGOL KONECHN. TOCHKI ~
 Q247=+60 ;SCHAG UGLA ~
 Q241=+6 ;CHISLO POWTORENIJ ~
 Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
 Q301=+1 ;DWISH.NA BEZ.WYSOTU ~
 Q365=+0 ;WID PEREMESCHENJA

22 LBL 0

23 END PGM Kryshka MM

					ÎĀ-5116.ÄĬĀ.00.000 ĭÇ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Тестування програми слід проводити одразу після її написання (рисунок 6.2)

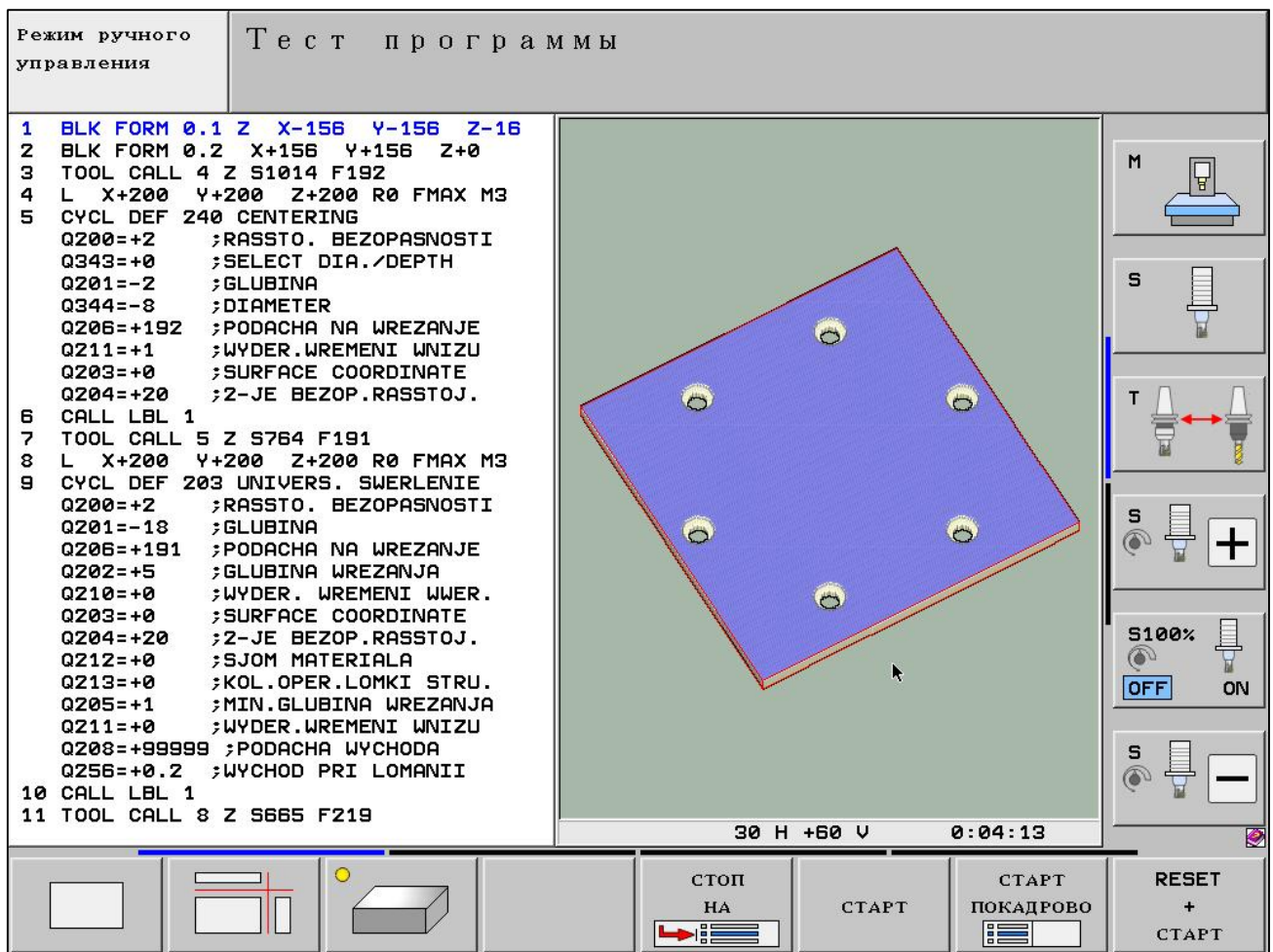


Рисунок 6.2 – Інтерфейс тесту програми

Тест програми показав її працездатність.

Вона вийшла досить компактною – 23 кадри.

В результаті ми отримуємо отвори, що показано на рисунку 6.3

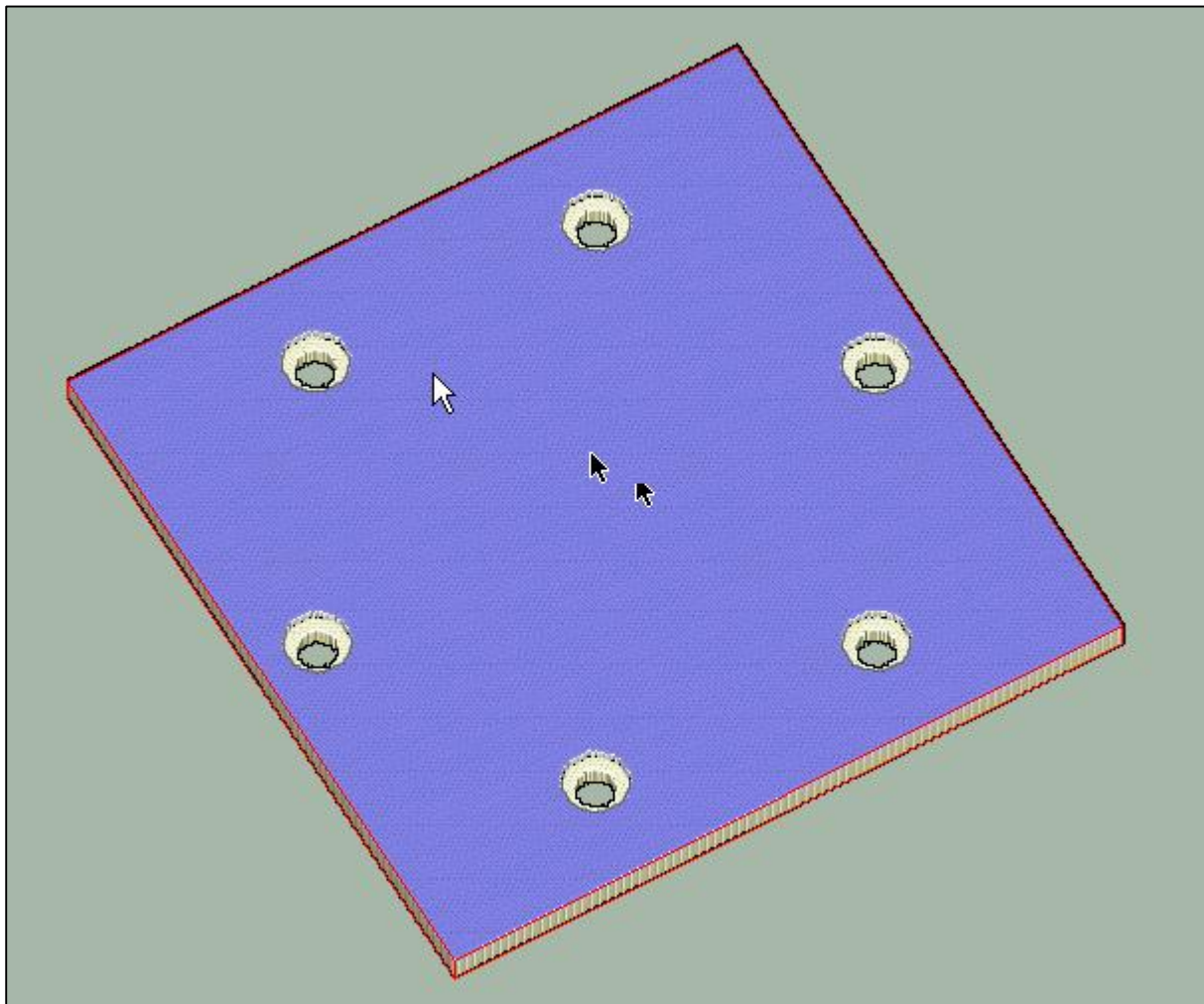


Рисунок 6.3 – Отвори після обробки

Висновки

В дипломному проекті підвищено конкурентоспроможність токарного патронно-центрового верстату напівавтомату з ЧПК моделі 1740РФ3. Для цього в проекті було зроблено наступне:

1. Проведено аналіз конструкції базового верстату. Її елементи вже могли морально застаріти. Тому тема проекту є актуальною.
2. Виявлені напрямки підвищення конкурентоспроможності верстату.
3. На сучасному ринку верстатобудівників Світу проведено аналітично-інформаційне дослідження верстатів-аналогів. В результаті аналізу результатів дослідження обрано наступні характеристики нового верстату:

- макс. частота обертання шпинделя $n_{\max} = 3150$ об/хв;
- мін. частота обертання шпинделя $n_{\min} = 100$ об/хв;
- потужність двигуна ПГР $N_{\text{ел}} = 30$ кВт

4. Проведено кінематичний розрахунок ПГР.

ПГР нового верстату складається з електродвигуна моделі 4ПФ160М та чотирьохступінчастої коробки швидкостей.

5. Обґрунтовано вибір шпиндельних опор та проведено розрахунок шпинделя.

В результаті підвищення максимальної частоти обертання шпинделя схема його опор була замінена на більш надійну. В передню опору встановлено триплекс кулькових радіально-упорних однорядних підшипника, а в задню – дуплекс з кулькових радіально-упорних однорядних.

6. Написано програму обробки отворів на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN».

					<i>ІА-5116.00.000 ІС</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Перелік посилань

1. Токарный патронно-центральной полуавтомат с числовым программным управлением модели 1740ПФЗ. Паспорт станка.
2. Новые инструменты и решения. Sandvik Coromant. CoroPak 14.1 (<http://www.sandvik.coromant.com/SiteCollectionDocuments/downloads/global/catalogues/ru-ru/c-2900-147.pdf>) – 2014 р.
3. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу «Металлорежущие станки» для студентов специальности 0501 / Сост. Ю.Н. Кузнецов, И.Г. Федоренко, И.И. Вербя. – Киев: КПИ, 1988. – 80 с.
4. Режимы резания металлов. Справочник. Изд. 3-е, переработанное и дополненное. М. «Машиностроение», 1972.
5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с., ил.
6. Методические указания к самостоятельным работам по курсу «Металлорежущие станки», раздел «Расчёт и конструирование станков» для студентов специальности 1202 – «Металлорежущие станки и инструменты» / Сост. И.И. Вербя, И.Г. Федоренко, С.В. Чикин – Киев: КПИ, 1989. – 52 с.
7. Электродвигатели постоянного тока серии 4ПФ112, 4ПФ132, 4ПФ160, 4ПФ180. Каталог продукции ООО "ЭЛЕКТРОАППАРАТУРА" (<http://www.elmotor.ru/dvg1230.html>).
8. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник / За ред. Сіліна Р.І. – Львів: Видавництво «Бескит Біт», 2008. – 448 с.
9. Методические указания и контрольные задания по курсу «Металлорежущие станки» для студентов специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» заочного факультета / Сост. Ю.Н. Кузнецов, В.М. Гурко, В.И. Романов. – Киев: КПИ, 1987. – 56 с.

					ІА-5116.АІА.00.000 іç	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

10. Курсовое проектирование металлорежущих станков. Часть I. Учебное пособие. Смольников Н.Я., Подлеснов В.Н., Чурбаков В.Ф. и др. / Волгоград. гос. техн. ун-т, Волгоград, 1994, 161 с.
11. Металлорежущие станки. Кучер И.М. Изд-во «Машиностроение». Ленинград, 1970. – 720 с.
12. Детали маши. Проектирование. Учебное пособие для технических ВУЗов Л.В. Курзман, А.Т. Скойбеда.. 2-е изд., испр. и доп. / Минск: УП «Технопринт», 2002. – 159 с.
13. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие для учащихся технических специальностей техникумов / А.С. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. 2-е изд. перераб. и доп. – Машиностроение, 1988. – 416с.
14. Розрахунок та конструювання валів. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю: Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Деталі машин» для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад. В.А. Стадник. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 108 с.
15. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: Справочник / Под ред. В.И. Гузеева. М.: Машиностроение, 2005. – 368 с.

Додатки

					ІА-5116.АІА.00.000 іç	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Додаток А

Технічні дані двигунів типу 4ПФ

Тип	Потужність, кВт виконання Б/Т	Напруга, В	N, мин ⁻¹ виконання Б/Т	N _{max} мин ⁻¹ виконання Б/Т
4ПФ112S	3,15/2,8	440	710/750	4000
	4,0/3,55		975/1000	6000
	6,3/5,6		1320/1360	
	9,5/8,0		2060/2060	
	2,0/1,7	220	545/600	6000
	3,15/2,72		730/775	
	3,75/3,25		1120/1150	
4ПФ112M	3,75/3,35	440	670/710	4000
	5,5/4,75		925/950	6000
	9,0/8,0		1320/1320	
	3,0/2,65	220	437/475	6000
	3,75/3,35		670/750	
4ПФ112L	5,3/4,5	440	670/690	4000
	8,0/7,1		925/950	6000
	10,0/8,5		1250/1280	
	3,75/3,25	220	515/560	6000
4ПФ132S	7,5/6,7	440	775/800	4000
	10,0/8,5		1060/1090	5000
	15,0/13,2		1450/1450	
	22,0/19,0		2120/2180	
	33,0/28,0		3150/3150	
	5,0/4,25	220	545/600	5000
	7,5/6,7		850/850	
	10,0/8,5		950/1000	
	15,0/13,2		1450/1450	
4ПФ132M	10,0/8,5	440	750/800	4000
	15,0/13,2		1030/1060	5000
	22,0/19,0		1550/1600	
	33,0/28,0		2300/2300	
	7,1/6,0	220	600/615	5000
	10,0/8,5		850/850	
	15,0/13,2		1030/1030	
4ПФ132L	12,5/10,6	440	800/800	4000
	18,5/16,5		1030/1030	5000
	25,0/21,2		1400/1450	
	9,0/8,0	220	500/530	5000
	12,5/10,6		800/800	
4ПФ160S	15,0/13,2	440	750/775	4000
	22,0/19,0		1090/1120	4500
	33,0/28,0		1500/1500	
	11,0/9,5	220	545/560	4500
	13,6/11,8		825/850	

4ПФ160М	20,0/17,0	440	800/800	4000
	30,0/26,5		1090/1090	4500
	13,2/11,2	220	615/630	
4ПФ160L	25,0/21,8	440	775/775	4000
	37,0/31,5		1090/1090	4500
4ПФ180S	26,5/23,6	440	710/710	3500
	42,5/37,5		1030/1060	4000
	50,0/42,5		1360/1320	
	65,0/--		1900/--	3000
	17,0/15,0	220	450/462	4000
	30,0/--		875/--	3000
4ПФ180М	40,0/34,5	440	775/775	3800
	50,0/42,5		1000/1000	4000
	65,0/60,0		1400/1360	3000
	20,0/17,0	220	437/450	4000
4ПФ180К	40,0	440	1800	3000
	47,5		2360	
	22,0	220	1090	
	30,0		1500	
4ПФ180Н	40,0	440	1400	
	50,0		1800	
	65,0		2500	
	22,0	220	825	
	30,0		1150	

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ІА-5116.АІА.00.000 іç

Арк.

74

ВЕРСТАТ ТОКАРНИЙ ПАТРОННО-ЦЕНТРОВИЙ З ЧПК

моделі 1740РФЗ



ПАРАМЕТРИ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ

Технічні	Економічні	Організаційні
1) параметри заготовки; 2) максимальні режими різання; 3) номенклатура технологічних операцій; 4) ергономіка користування	1) ціна; 2) витрати на транспортування; 3) установка; 4) ремонт; 5) експлуатація; 6) технічне обслуговування; 7) навчання персоналу	1) соціальні структури споживачів; 2) національні особливості в організації збуту; 3) організація виробництва; 4) реклама товару

Розробник _____ Матусяк О.Е.

Керівник _____ Верба І.І.

Дата _____

АНАЛІТИЧНО-ІНФОРМАЦІЙНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕРСТАТІВ-АНАЛОГІВ



Токарний верстат HAAS моделі ST-40



Токарний оброблюючий центр SPINNER моделі TC600



Токарний верстат FEELER моделі FTC-350



Токарний верстат JET моделі KDCK-40



Токарний верстат ZMM Sliven моделі LT580



Токарний верстат DMTG моделі CKE 6163Z/1000/5000



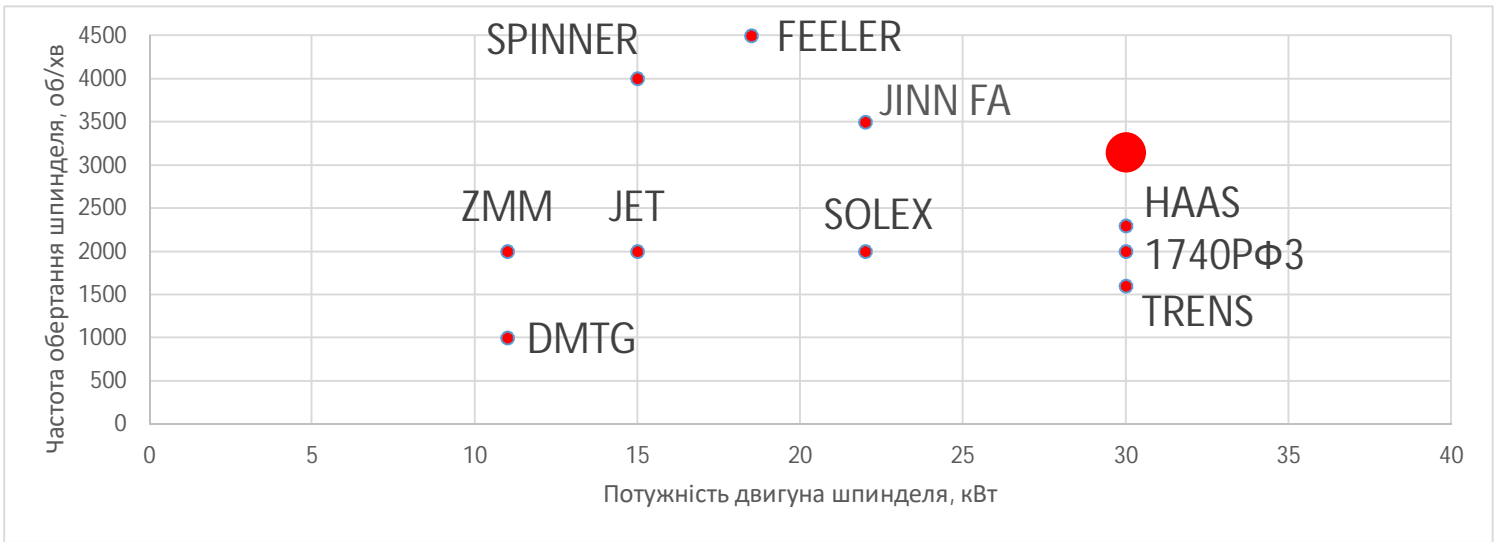
Токарний оброблюючий центр SOLEX моделі NL635H



Токарний верстат JINN FA моделі JCL - 90



Токарний верстат Trens моделі SBL 500



Напівавтомат токарний патронно-центровий моделі 1740PФ3

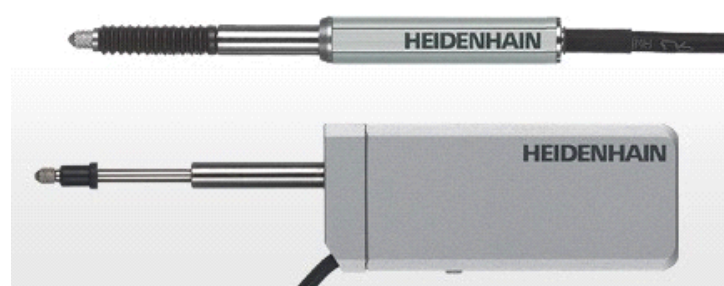
- Приймаємо наступні значення:
- максимальна частота обертання шпинделя $n_{max} = 3150$ об/хв;
 - мінімальна частота обертання шпинделя $n_{min} = 100$ об/хв;
 - потужність двигуна шпинделя $N_{el} = 30$ кВт

ПІДВИЩЕННЯ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ

Комплектація верстату

- система ЧПК Heidenhain;
- трьохкулачковий та чотирьохкулачковий гідравлічний патрон фірми SHUNK;
- комплект затискних цанг;
- 12-позиційна револьверна головка вітчизняного виробника фірми «МАЛЕКС»;
- гідравлічна задня бабка;
- комплект центрів;
- напрямні кочення та кульково-гвинтові пари фірми THK;
- комплект гідравлических люнетів фірми SHUNK;
- автоматична система видалення стружки;
- вимірювальний щуп HEIDENHAIN.

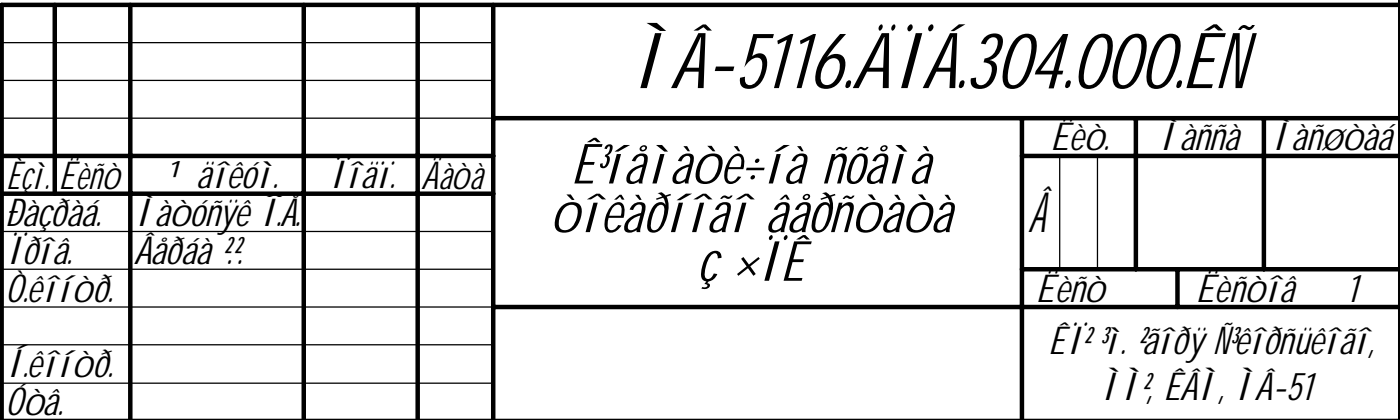
HEIDENHAIN

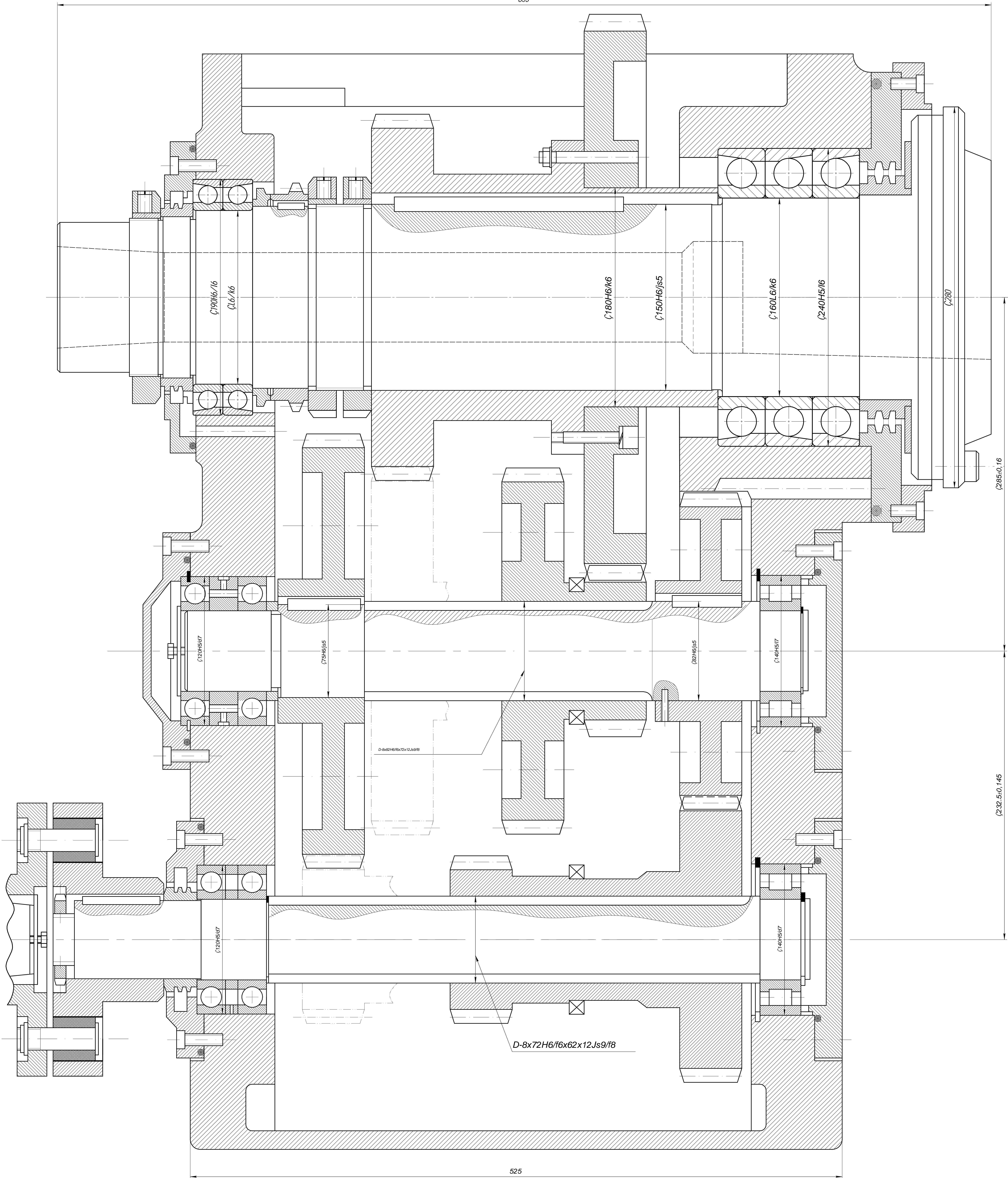


Розробник _____ Матусяк О.Е.

Керівник _____ Верба І.І.

Дата _____





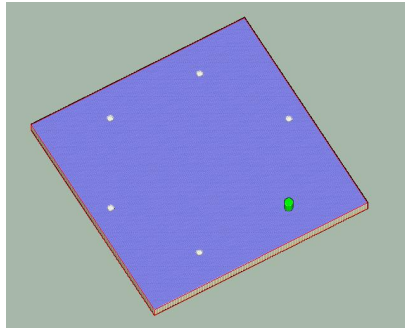
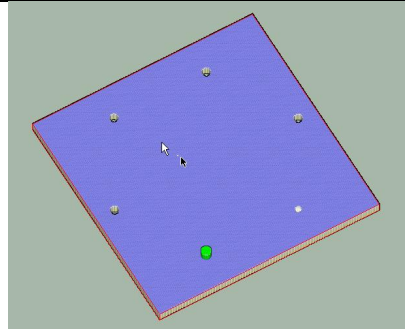
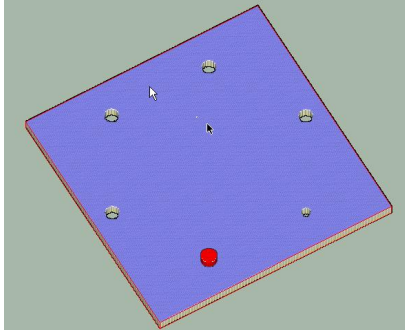
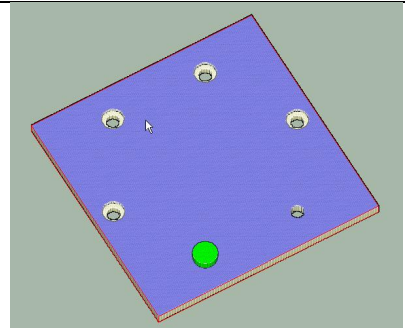
1. Abariti daacebaafiti irodeara 100,350 ra/aa;
2. Irodeara irodeara faoya a irodeara aaga (eoti irodeara);
oeyori eorodeara arodothori ebaou. Aade-eira faoyaa aeci'a-aadouny
irodearaaaziti irodeara irodeara neerpi 7-400f;
3. Acooyi irodeara, ut ahoafiraafa a efi'i-iriro roand'i eorodeara; ra
iraefira raadeadaacoa 0,0071 f o'oboy irodearaa oa 0,0111 ra
a'hoafir 33011 aa o'oboy eorodeara;
4. Aade-eira a'hoafiraafa caeefiraati acaadaarino aesi'aroa OA, ya'
raadoapouny, ra a'hoafira 0,021f;
5. Irodearaa irodeara irodeara irodeara irodeara irodeara irodeara
irodeara c-n350ra/aa ra irodeara raadeadaacoa 55a

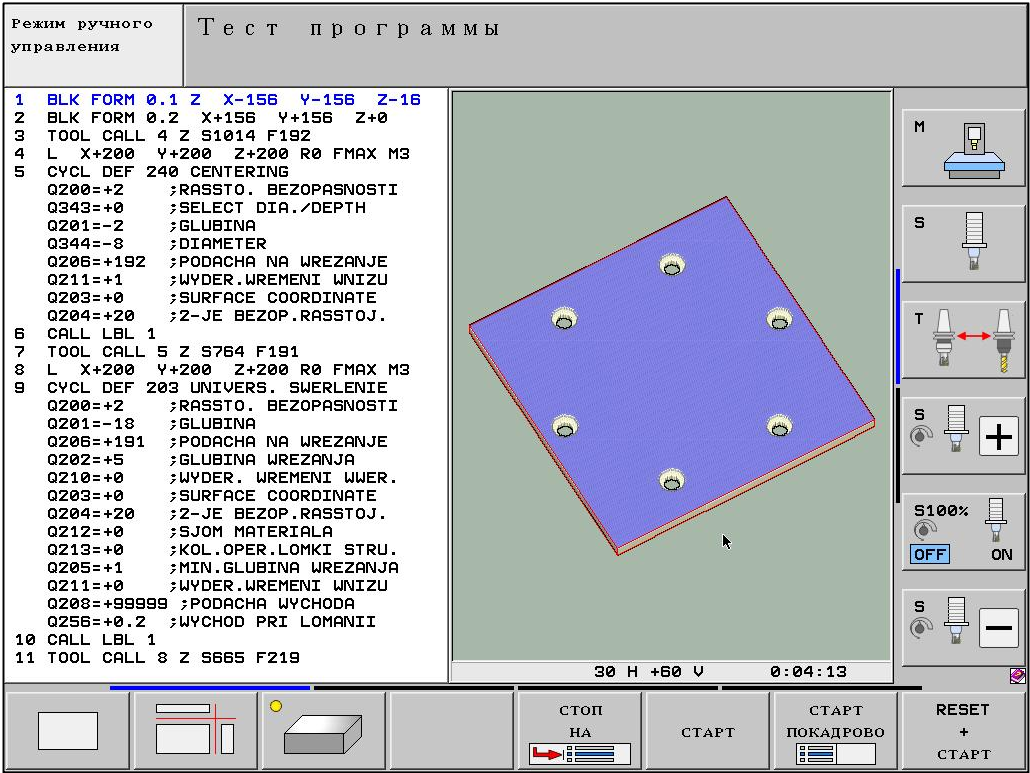
[illegible]

ПРОГРАМУВАННЯ НА ВЕРСТАТІ З ЧПК В СЕРЕДОВИЩІ «HEIDENHAIN»

ІНТЕРФЕЙС ТЕСТА ПРОГРАМИ

ОПЕРАЦІЯ ОБРОБКИ ОТВОРІВ ЗА ПЕРЕХОДАМИ

Центрування		
Інструмент	Центрувальне свердло □8мм	
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,19 (192)	
Швидкість різання V, м/хв	25,5	
Частота обертів S, об/хв	1014	
Свердління		
Інструмент	Свердло □10мм	
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,25 (191)	
Швидкість різання V, м/хв	24,0	
Частота обертів S, об/хв	764	
Зенкування		
Інструмент	Зеркер □16мм	
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,33 (219)	
Швидкість різання V, м/хв	33,4	
Частота обертів S, об/хв	665	
Цекування		
Інструмент	Цековка □28мм	
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,33 (36,6)	
Швидкість різання V, м/хв	9,8	
Частота обертів S, об/хв	111	



ПРОГРАМА ОБРОБКИ

0 BEGIN PGM Kryshka MM	Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~
1 BLK FORM 0.1 Z X-156 Y-156 Z-16	Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
2 BLK FORM 0.2 X+156 Y+156 Z+0	Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
3 TOOL CALL 4 Z S1014 F192	Q212=+0 ;SJOM MATERIALA ~
4 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3	Q213=+0 ;KOL.OPER.LOMKI STRU. ~
5 CYCL DEF 240 CENTERING ~	Q205=+1 ;MIN.GLUBINA WREZANJA ~
Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~	Q211=+0 ;WYDER.WREMENI WNIZU ~
Q343=+0 ;SELECT DIA./DEPTH ~	Q208=+99999 ;PODACHA WYCHODA ~
Q201=-2 ;GLUBINA ~	Q256=+0.2 ;WYCHOD PRI LOMANII
Q344=-8 ;DIAMETER ~	14 CALL LBL 1
Q206=+192 ;PODACHA NA WREZANJE ~	15 TOOL CALL 14 Z S111 F36.6
Q211=+1 ;WYDER.WREMENI WNIZU ~	16 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3
Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~	17 CYCL DEF 200 SWERLENIJE ~
Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~	Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
6 CALL LBL 1	Q201=-5 ;GLUBINA ~
7 TOOL CALL 5 Z S764 F191	Q206=+36.6 ;PODACHA NA WREZANJE ~
8 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3	Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~
9 CYCL DEF 203 UNIVERS. SWERLENIE ~	Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~
Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~	Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
Q201=-18 ;GLUBINA ~	Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
Q206=+191 ;PODACHA NA WREZANJE ~	Q211=+2 ;WYDER.WREMENI WNIZU
Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~	18 CALL LBL 1
Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~	19 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M30
Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~	20 LBL 1
Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~	21 CYCL DEF 220 OBRAZEC KRUG ~
Q211=+0 ;WYDER.WREMENI WNIZU ~	Q216=+0 ;1-AJA KOORD.CENTRA ~
Q208=+99999 ;PODACHA WYCHODA ~	Q217=+0 ;2-JA KOORD.CENTRA ~
Q256=+0.2 ;WYCHOD PRI LOMANII	Q244=+260 ;DIAMETR OBRAZUJ. ~
10 CALL LBL 1	Q245=+0 ;UGOL NACHAL.TOCHKI ~
11 TOOL CALL 8 Z S665 F219	Q246=+360 ;UGOL KONECHN. TOCHKI ~
12 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3	Q247=+60 ;SCHAG UGLA ~
13 CYCL DEF 203 UNIVERS. SWERLENIE ~	Q241=+6 ;CHISLO POWTORENIJ ~
Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~	Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
Q201=-18 ;GLUBINA ~	Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
Q206=+219 ;PODACHA NA WREZANJE ~	Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~	Q301=+1 ;DWISH.NA BEZ.WYSOTU ~
	Q365=+0 ;WID PEREMESCHENJA
	22 LBL 0
	23 END PGM Kryshka MM

Анотація

В дипломному проекті бакалавра на тему «Підвищення конкурентоспроможності токарних напівавтоматів з ЧПК» проведені напрямки конкурентоспроможності, аналітично-інформаційне дослідження верстатів аналогів, розрахунок зубчастих коліс, зроблена структурна сітка, виконаний розрахунок валів та шпиндельного вузла, програмування в середовищі HEIDENHAIN.

Проект виконаний на 74 сторінках з 24 рисунками, 15 посиланнями на джерела інформації.

Ключові слова: конкурентоспроможність, токарний патронно-центровий напівавтомат, аналоги.

Abstract

In the diploma project of the bachelor on "Increasing the competitiveness of CNC turning semiautomatic devices", the directions of competitiveness, analytical and information research of analogue machines, calculation of gear wheels, structured grids, calculations of shafts and spindle nodes, programming in HEIDENHAIN environment were performed.

The project is executed on 74 pages with 24 drawings, 15 references to sources of information.

Key words: competitiveness, lathe cartron-center semiautomatic, analogues.

Аннотация

В дипломном проекте бакалавра на тему «Повышение конкурентоспособности токарных полуавтоматов с ЧПУ» проведены направления конкурентоспособности, аналитически-информационное исследование станков аналогов, расчет зубчатых колес, сделанная структурная сетка, выполненный расчет валов и шпиндельного узла, программирование в среде HEIDENHAIN.

Проект выполнен на 74 страницах с 24 рисунками, 15 ссылками на источники информации.

Ключевые слова: конкурентоспособность, токарный патронно-центральной полуавтомат, аналоги.